



TITLE:

農業用ロボットのための油圧マニ
ピュレータとハンドの研究(
Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

飯田, 訓久

CITATION:

飯田, 訓久. 農業用ロボットのための油圧マニピュレータとハンドの研究. 京都大学, 1997, 博士(農学)

ISSUE DATE:

1997-03-24

URL:

<https://doi.org/10.11501/3123636>

RIGHT:

新 制
農
7 4 4

農業用ロボットのための 油圧マニピュレータとハンドの研究

1997

飯 田 訓 久

農業用ロボットのための 油圧マニピュレータとハンドの研究

1997

飯 田 訓 久

目 次

第1章 緒 論	1
第1節 本研究の背景	1
第2節 農業用ロボットの研究動向	1
第3節 研究の目的	3
参考文献	6
第2章 油圧マニピュレータ	9
第1節 はじめに	9
第2節 機構と制御の概要	10
2.2.1 マニピュレータの機構	10
2.2.2 マニピュレータの油圧システム	13
2.2.3 マニピュレータの制御システム	16
第3節 運動学	17
第4節 動力学	21
2.4.1 運動方程式の導出	21
2.4.2 パラメータの同定	28
a) 解析方法	28
b) 実験装置及び方法	36
c) 実験結果及び考察	37
第5節 油圧サーボ弁による位置制御	39
2.5.1 位置制御系	39
2.5.2 軌道制御実験	42
2.5.3 実験結果及び考察	44
第6節 油圧比例制御弁による位置制御	47
2.6.1 油圧比例制御弁の特性	47
2.6.2 油圧システムの動特性	48
2.6.3 位置制御	52

2. 6. 4	実験結果及び考察	54
a)	繰返し誤差	54
b)	軌道制御	56
第7節	まとめ	58
	参考文献	60
第3章	スイカ収穫用ハンド	61
第1節	はじめに	61
第2節	スイカ果実の形状及び力学特性	62
第3節	グリップバ1号機の試作	66
3. 3. 1	概要	66
3. 3. 2	制御方法	67
3. 3. 3	パッドの内圧制御	68
3. 3. 4	把持方法	69
3. 3. 5	把持性能	69
第4節	グリップバ2号機の試作	70
3. 4. 1	概要	70
3. 4. 2	制御方法	71
3. 4. 3	収穫性能	72
第5節	グリップバ3号機の試作	73
3. 5. 1	概要	73
3. 5. 2	実験装置及び方法	77
a)	実験装置	77
b)	収穫許容偏差	78
c)	フィンガ先端とスイカの接触応力	79
3. 5. 3	実験結果及び考察	84
第6節	まとめ	87
	参考文献	88

第4章 ほ場でのスイカ収穫実験	89
第1節 はじめに	89
第2節 ロボットの概要	89
4.2.1 ロボットの構成	89
4.2.2 グリッパの機能	93
a) マニピュレータに装着したグリッパ	93
b) 果実のハンドリング	94
c) 果実の直径の測定	95
d) 把持位置の検出	97
4.2.3 マニピュレータの制御性能	98
4.2.4 制御系	99
第3節 スイカの栽培方法	100
第4節 スイカ収穫実験	101
第5節 実験結果及び考察	102
4.5.1 把持位置の検出結果	101
4.5.2 マニピュレータの制御結果	104
4.5.3 果実の直径と質量の測定結果	106
4.5.4 ロボットの収穫性能	107
第6節 まとめ	108
参考文献	109
第5章 総括	110
謝辞	112

第1章 緒 論

第1節 本研究の背景

現在、日本の農業は国内外において厳しい立場にある。国外からは貿易黒字の解消のため、米も含めた農産物の貿易の自由化を迫られており、現時点では国内で生産された農産物よりもはるかに低価格な国外からの農産物と、今後価格競争を行っていかねばならない。

しかし、国内における農業の現状は、後継者の不足問題や農業従事者の高齢化問題等に代表されるように労働力の確保が困難となっており、日本の農業自体の存続が危ぶまれている。このような状況を打破するには、画期的な技術開発による生産・作業環境の改善をはかり、農業を快適で魅力ある産業にしていけることが重要である。

また、今後国外からの農産物と価格競争を行うにしても、労働費の高い日本では正味の生産コストだけで競争することはできないため、農産物の高品質化と良食味化、さらに無農薬・有機栽培といった付加価値的な要素を含めて、大幅な生産コストの低減を行う必要がある。

これらの問題に対する解決策として、農業用ロボットが考えられている。高度に自動化・知能化された農業用ロボットを用いて、生産・作業環境の改善及び農業経営の規模拡大をはかり、生産コストを低減すると同時に、効率よく高度な栽培管理作業を行って安全で高品質な農産物を生産し、価格と品質のバランスを維持しながら、価格競争を行っていくことが望まれている。したがって、日本の農業において農業用ロボットに寄せられる期待は大きなものとなっている。

第2節 農業用ロボットの研究動向

マニピュレータを有する農業用ロボットの研究は、果実^{1)~6)}、果菜^{7)~11)}、葉菜^{12) 13)}、キノコ¹⁴⁾等の収穫ロボットを中心として行われ、国内外で多くの研究成果が報告されている。これらの果実・果菜類収穫ロボットは、トマトや柑橘類等のように軽量の果実や果菜の収穫作業を対象としたものである。収穫ロボットは、マニピュレータ以外に収穫を行うためのハンド、果実を検出するための視覚センサ及び施設やほ場内を移動するための移動機構から構成されている。これら収穫ロボットの各部について以下に簡単に説明する。

視覚センサは、主に収穫対象である果実を識別するためと果実の位置を検出するために用いられる。果実の識別では、カラーTVカメラからの色信号を用いて周囲の莖葉と果実を識別する方法^{8) 15)}が報告されている。位置の検出では、TVカメラで取り込んだ2枚の画像を用いるステレオ画像法⁸⁾や視点の移動を利用して画像中の果実の位置から果実の方向を検出する方法¹⁶⁾がある。さらに光電センサによるアクティブレンジファインダ方式で三次元計測を行い、果実の識別と位置を検出する方法¹⁷⁾が報告されている。

マニピュレータについては、その作業環境や収穫対象となる作物により様々なものがある。トマトやキュウリ等の人間の腕の作業領域内で収穫可能な作物は、電気マニピュレータを用いて収穫されている^{7) 9)}。その形態は、主に多関節形で自由度は5～7自由度を有し、ほぼ人間の腕の動きを満たす。柑橘類、ブドウあるいはリンゴ等の大きな果樹を対象にした収穫ロボットでは、電気式⁴⁾や油圧式のマニピュレータ^{1)~3)}が用いられている。その形態は、極座標形や多関節形のマニピュレータである。さらに、マッシュルームやハウレンソウ等の葉菜類を収穫するロボットでは、前後、左右及び上下方向に独立して位置決めを行える直角座標形の電気マニピュレータ^{13) 14)}を搭載している。

ハンドでは、リング状カッタ等を用いて果実を収穫する方法¹⁸⁾、電気モータ^{4) 7) 10)}や空気圧式のゴム人工筋¹⁾等で駆動されるメカニカルハンドにより果実を把持する方法及び真空ポンプと吸着パッド^{3) 14) 19)}により果実を吸い付けて収穫する方法が報告されている。

移動機構では、大きく分けて車輪形とクローラ形の車両を利用されている。車輪形の車両は、トマトやキュウリ等を収穫する比較的軽量小形なマニピュレータを搭載して、走行する路面状態の良い所で作業を行う場合に選択されている^{7) 9)}。これに対して、柑橘類やブドウの収穫ロボットのように大形マニピュレータを搭載して果樹園内を走行する場合には、クローラ形の車両が用いられている^{1) 4)}。

果実・果菜類収穫ロボット以外にも、マニピュレータを有して作業を行う農業用ロボットが研究されている。それらは、羊毛刈取ロボット²⁰⁾、搾乳ロボット²¹⁾、及びバイオテクノロジー分野での無菌状態で作業を行う必要があるロボット^{22)~24)}等の研究である。

以上のように、多種多様な農作業に対応するため、対象とする作業の条件や環境によって、その機能や駆動方式が異なる農業用ロボットが開発されている。

第3節 研究の目的

わが国における近年の主要野菜の生産動向をみると、輸入による影響や農業人口の減少及び農業従事者の高齢化等による労働力不足や生産の機械化が進まないことによる過重な労働が問題となっていることを反映し、作付面積は重量野菜を中心にやや減少傾向に推移している。

図1-1に平成6年産主要野菜の作付面積、収穫量及び出荷量の推移を示す²⁵⁾。平成6年の主要野菜の作付面積は602,100haで、前年に比べて15,600ha (3%) 減少した。この原因は、根菜類、葉茎菜類、果菜類等が生産者の労働力不足により減少したためである。収穫量は、16,852,000tで前年に比べて214,000t (1%) 減少した。出荷量は13,500,000tで、前年に比べて163,000ha (1%) 減少した。

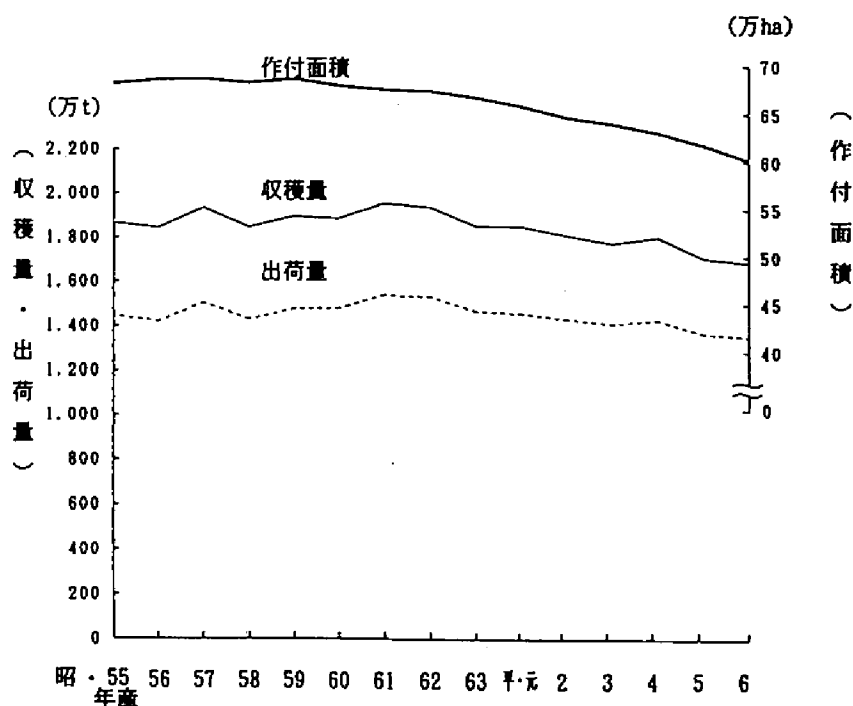


図1-1 主要野菜の作付面積、収穫量及び出荷量の推移
(農林水産省統計情報部, 平成6年産野菜生産出荷統計, pp.10, 図1より)

ほ場における重量物の運搬や力仕事等の過重な労働からの解放は、農業機械化の重要な課題であり、使用者に優しく力仕事をこなしてくれる農業用ロボットの開発が望まれている。したがって本研究は、ほ場での重量物のハンドリングのため、可搬重量が大きく、動力源と移動機構を有して移動でき、環境の変化にも柔軟に対応できる農業用ロボットのための油圧マニピュレータとハンドの開発を目的として行われた。

油圧ロボットは、出力対質量比が大きく、ほ場での使用を前提とした場合に原動機からの動力変換も容易で耐久性があるという利点がある。したがって、油圧駆動方式の採用を試み、ほ場での重量物のハンドリングのための油圧マニピュレータを試作した。このマニピュレータは5自由度を有し、大きな駆動力と経済性を考慮して、1つの関節を除き、油圧シリンダによる直接駆動形関節とした。これは、油圧シリンダは出力が大きく、構造が簡単で耐久性が高く、しかも安価なためである。しかし、油圧シリンダによる直接駆動形関節の場合、シリンダのピストンロッドの変位と関節角の変位の間に非線形性があるため、位置制御は油圧サーボ弁を用いた場合でも容易ではない。油圧マニピュレータを農業用ロボットとして使用するには、この欠点を克服して実用上十分な位置制御を実現することが必要である。このため、まず試作した油圧マニピュレータの位置サーボ系を考案し、実験を行って油圧サーボ弁と油圧比例制御弁による制御性能を明らかにした^{26) 27)}。

次に、油圧マニピュレータによって実際の農作業を行うため、ハンドの試作を行った。前述したように、農作業は多種多様であるため、対象となる農作物や作業内容によりハンドの仕様や形態は異なる。本研究では、重量野菜の運搬であるスイカ収穫作業を対象として選んだ。表1-1にスイカの作付面積、収穫量及び出荷量の推移^{25) 28)}を、表1-2に収穫農家数^{29) 30)}を示す。これらの表に示されるように、スイカの作付面積、収穫量、出荷量及び収穫農家数は、年々減少している。これは、スイカは単価が高く収益は高いが、実際の作業を行うための機械は皆無といってよい程なく、栽培作業から収穫作業までをすべて手作業に頼っているためである。また、トマトやオレンジ等に比べて、果実が非常に大きくて重いため、その収穫作業が過重な労働になっていることも大きな原因である。したがって、スイカ収穫作業の省力化を行うためには、可搬重量の大きな油圧マニピュレータを利用して、収穫作業の自動化をはかることが有効な手段である。このため、蔓の切断等の軽作業は手作業で行うことを前提として、重いスイカ果実を把持して地

面から持ち上げて運搬できるスイカ収穫用ハンドを開発し、収穫性能を室内実験によって明らかにした^{3 1)}。

最後に、油圧マニピュレータとハンドの収穫性能を評価するために、スイカ収穫ロボットを試作し、ほ場で実験を行い収穫性能を確認した^{3 2)}。

表 1－1 スイカの作付面積、収穫量及び出荷量の推移

	作付面積 (ha)	収穫量 (t)	出荷量 (t)
昭和 63 年	24,300	789,500	666,700
平成元年	23,200	763,600	644,500
2	22,500	753,000	638,900
3	22,100	687,200	583,100
4	21,400	736,700	626,400
5	20,600	631,600	539,700
6	19,400	654,700	560,000

表 1－2 スイカの収穫農家数の推移

各年 2 月 1 日現在，単位：1,000 戸

年	農家数
昭和 45 年	1,189.8
50	1,103.9
55	1,063.2
60	987.5

参考文献

- 1) 藤浦建史, 浦 元信, 川村 登, 並河 清: 果樹園用収穫ロボットの研究, 農業機械学会誌, 52 (2), 35 - 42, 1990
- 2) Harrell, R. C., P. D. Adsit, T. A. Pool, R. Hoffman: The florida robotic grobelab, Transactions of the ASAE, 33 (2), 391 - 399, 1990
- 3) D'Esnon A. G., G. Rabatel, R. Pellenc, A. Journeau, M. J. Aldon: MAGALI - A self-propelled robot to pick apples -, ASAE Paper, 87 - 1037, 1987
- 4) 近藤 直, 芝野保徳, 毛利建太郎, 門田充司, 岡村誠一: ブドウ管理・収穫用ロボットの基礎的研究 (第1報), 農業機械学会誌, 55 (6), 85 - 94, 1993
- 5) 近藤 直, 芝野保徳, 毛利建太郎, 門田充司: ブドウ管理・収穫用ロボットの基礎的研究 (第2報), 農業機械学会誌, 56 (1), 45 - 53, 1994
- 6) 門田充司, 近藤 直, 芝野保徳, 毛利建太郎: ブドウ管理・収穫用ロボットの基礎的研究 (第3報), 農業機械学会誌, 56 (2), 93 - 100, 1994
- 7) 川村 登, 並河 清, 藤浦建史, 浦 元信: 農業用ロボットの研究 (第1報), 農業機械学会誌, 46 (3), 353 - 358, 1984
- 8) 川村 登, 並河 清, 藤浦建史, 浦 元信: 農業用ロボットの研究 (第2報), 農業機械学会誌, 47 (2), 177 - 182, 1985
- 9) 有馬誠一, 近藤 直, 芝野保徳, 山下 淳, 藤浦建史, 秋好広明: キュウリ収穫ロボットの研究 (第1報), 農業機械学会誌, 56 (1), 55 - 64, 1994
- 10) 有馬誠一, 近藤 直, 芝野保徳, 藤浦建史, 山下 淳, 中村 博: キュウリ収穫ロボットの研究 (第2報), 農業機械学会誌, 56 (6), 69 - 76, 1994
- 11) 有馬誠一, 藤浦建史, 近藤 直, 芝野保徳, 山下 淳: キュウリ収穫ロボットの研究 (第3報), 農業機械学会誌, 57 (1), 51 - 58, 1995
- 12) 土肥 誠, 藤浦建史, 中尾清治, 岩尾俊男, 小松 実: 野菜用多機能ロボットの研究 (第1報), 農業機械学会誌, 55 (6), 77 - 84, 1993
- 13) 土肥 誠, 藤浦建史, 中尾清治, 岩尾俊男, 竹山光一: 野菜用多機能ロボットの研究 (第2報), 農業機械学会誌, 56 (2), 101 - 108, 1994
- 14) Reed, J. N., R. D. Tillett: Initial experiments in robotic mushroom harvesting, Mechatronics, 4 (3), 265 - 279, 1994

- 15) 近藤 直, 遠藤俊三: 果実認識用視覚センサの研究 (第1報), 農業機械学会誌, 49 (5), 476 - 482, 1987
- 16) 近藤 直, 川村 登: マニピュレータ装着用カメラによる果実の位置検出法, 農業機械学会誌, 47 (1), 60 - 65, 1985
- 17) I. D. M. Subrata, 藤浦建史, 山田久也, 檜田 賢, 湯川琢至, 中尾清治: 三次元視覚センサを用いたミニトマト収穫ロボット (第1報), 農業機械学会誌, 58 (4), 45 - 52, 1996
- 18) Pool, T. A., R. C. Harrell: An end-effector for robotic removal of citrus from the tree, Transactions of the ASAE, 34 (2), 373 - 378, 1991
- 19) Schertz, C. E., G. K. Brown: Basic consideration in mechanizing citrus harvest, Transactions of the ASAE, 11, 343 - 346, 1968
- 20) Key, S. J., D. Elford: Animal positioning, manipulation and restraint for a sheep shearing robot, Robotics and intelligent machines in agriculture, Proceedings of the First International Conference on Robotics and Intelligent Machines in Agriculture, 42 - 51, 1983
- 21) Ordolff, O.: A system for automatic teat-cup attachment, Journal of Agricultural Engineering Research, 30, 65 - 70, 1984
- 22) 岡本嗣男, 木谷 収: バイオテクノロジー作業の自動化に関する研究 (第1報), 農業機械学会誌, 51 (5), 37 - 45, 1989
- 23) 岡本嗣男, 木谷 収: バイオテクノロジー作業の自動化に関する研究 (第2報), 農業機械学会誌, 52 (5), 79 - 85, 1990
- 24) 岡本嗣男, 木谷 収: バイオテクノロジー作業の自動化に関する研究 (第3報), 農業機械学会誌, 53 (5), 85 - 91, 1991
- 25) 平成6年産野菜生産出荷統計, 農林水産省統計情報部, 10, 1994
- 26) 並河 清, 梅田幹雄, 飯田訓久: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第1報), 農業機械学会誌, 56 (4), 67 - 74, 1994
- 27) 飯田訓久, 梅田幹雄, 並河 清: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第2報), 農業機械学会誌, 57 (4), 59 - 66, 1995
- 28) 平成5年産野菜生産出荷統計, 農林水産省統計情報部, 34 - 35, 1993
- 29) ポケット農林水産統計-昭和60年版-, 農林水産省統計情報部, 224, 1985

- 30) ポケット農林水産統計－昭和61年版－，農林水産省統計情報部，225，1986
- 31) 飯田訓久，古部勝也，梅田幹雄，並河 清：スイカ収穫グリッパの開発，農業機械学会誌，58 (3)，19－26，1996
- 32) 飯田訓久，梅田幹雄，並河 清：農業用油圧マニピュレータの研究（第3報），農業機械学会誌，58 (4)，19－27，1996

第2章 油圧マニピュレータ

第1節 はじめに

ほ場でスイカ果実のような重量物をハンドリングするため、可搬重量が大きく、動力源と移動機構を有して作業を行う農業用ロボットのための油圧マニピュレータの試作を行った。油圧マニピュレータは、出力対質量比が大きく、ほ場での移動を前提とした場合、原動機から動力変換が容易にでき、耐久性が高い等の利点を持つ。したがって、油圧駆動方式の採用を試み、5自由度油圧マニピュレータを試作した。

このマニピュレータは、4つの関節を油圧シリンダで、残る1つの関節を油圧揺動形アクチュエータで直接駆動した。油圧シリンダを使用した理由は、出力が大きく、構造が簡単で耐久性が高く、重くて高価な減速機を必要としないためである。支持本体側から3つの関節は油圧サーボ弁で、残りの2つの関節は油圧比例制御弁で制御した。ここで、油圧サーボ弁はソレノイドで直接スプールを駆動し、同時にスプールの位置フィードバック制御を行う閉ループの弁で、油圧比例制御弁はソレノイドで直接スプールを駆動する開ループの弁である。

本研究では、マニピュレータの運動学的解析と動力学的解析を行い、この解析結果をもとに、マニピュレータの位置サーボ系を考案した。油圧サーボ弁で制御される3つの関節では、油圧シリンダの変位に対する関節角の関係を計算したマップを使用して非線形性を補償する位置サーボ系を適用した¹⁾。残りの2つの関節を制御する油圧比例制御弁は、油圧サーボ弁と比較して、弁の構造の違いや動作遅れのために制御性能が劣っている。また、重量物を取扱う場合、重力の影響により正確な位置制御は困難である。したがって、油圧比例制御弁で制御される関節では、弁の動作遅れと重力の影響を補償した位置サーボ系を適用した²⁾。

これらの位置サーボ系を適用したマニピュレータで、軌道制御実験を行った。この結果、試作したマニピュレータは本体質量95kgであるが、手先負荷212N(21.6kg)の場合でも軌道に追従して運動できることを明らかにした。これにより、重量物を取扱う農業用ロボットとして、油圧マニピュレータが有効であることを示した。

第2節 機構と制御の概要

2. 2. 1 マニピュレータの機構

試作した油圧マニピュレータの模式図を図2-1に、その外観を図2-2に示す。マニピュレータは5自由度の多関節形である。

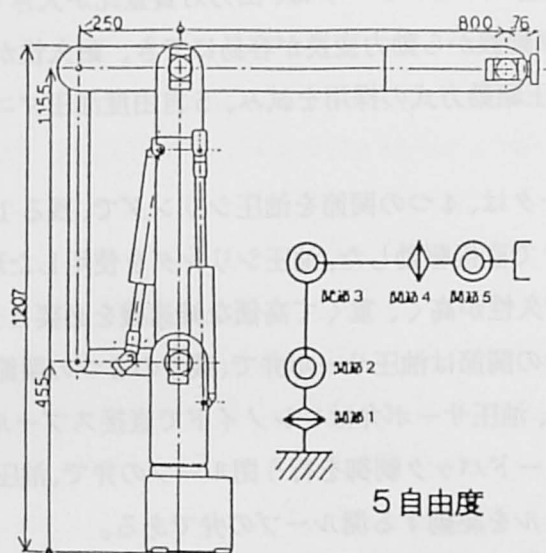


図2-1 油圧マニピュレータの模式図

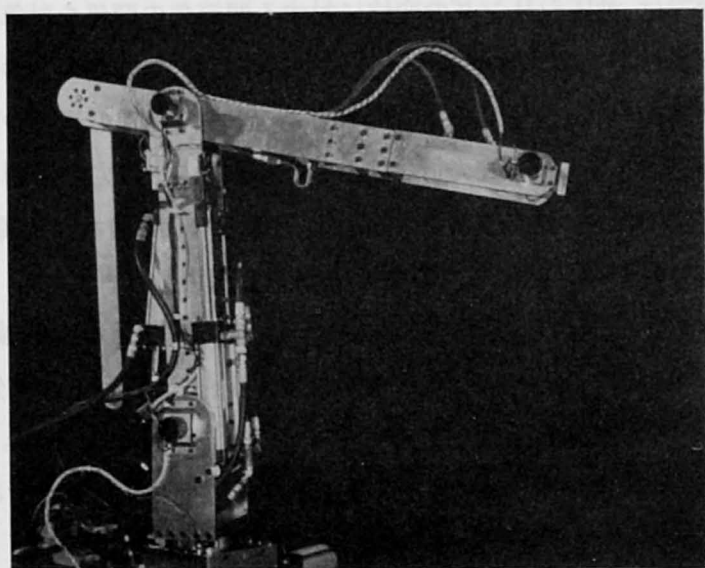


図2-2 油圧マニピュレータ

表 2-1 関節の作動角度

関 節	作 動 角 度
1	$-60^{\circ} \leq \theta_1 \leq 60^{\circ}$
2	$-98^{\circ} \leq \theta_2 \leq 30^{\circ}$
3	$-43^{\circ} \leq \theta_3 \leq 63^{\circ}$
4	$-135^{\circ} \leq \theta_4 \leq 135^{\circ}$
5	$-63^{\circ} \leq \theta_5 \leq 45^{\circ}$

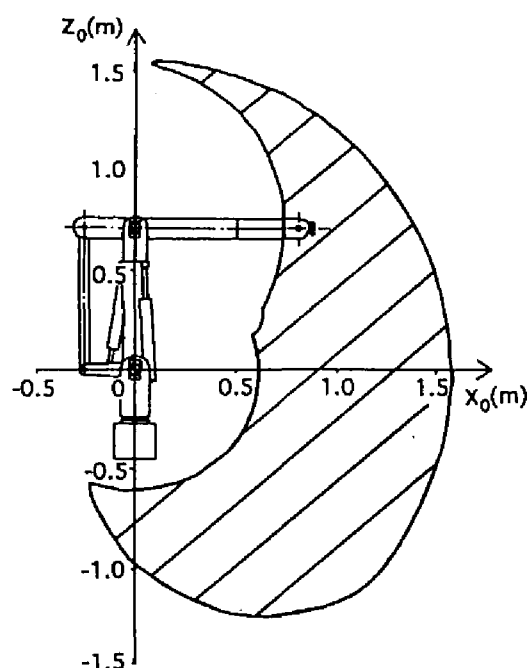


図 2-3 マニピュレータの作業領域

マニピュレータの関節の作動角度を表 2-1 に、マニピュレータの作業領域を図 2-3 に示す。作業領域は、人間の手で作業可能な範囲をもとに決定し、また重量物の取扱いを容易にするために前下方方向に広くとった。重量物のハンドリングを目的としているため、マニピュレータの可搬重量は、196N (20kgf) 以上として設計した。各リンクは軽量化と剛性の向上のため、アルミ合金製の箱型とし、マニピュ

レータ本体の質量は95kgとなった。この結果、可搬重量とロボット本体質量の比は $20\text{kg}/95\text{kg}=0.21$ となった。多くの産業用ロボットについて調査した結果³⁾では、可搬重量とロボット本体質量の比は0.1程度であるため、この0.21というのは十分に大きな値である。

このマニピュレータは、油圧シリンダで4つの関節を直接駆動したが、残る1つの関節（関節4）は小形化のために油圧揺動形アクチュエータで直接駆動した。油圧シリンダは出力が大きいので、重くて高価な減速機を必要としない。また、機械的なガタも少ないため、バックラッシュによる精度の低下が防止できる。

関節2では、油圧シリンダがリンク2の作動角度の障害にならないように、リンクの左右に2本のシリンダを配置した。同様に関節3のシリンダもリンク後方に設置し、重量物を持上げる際にピストンの有効断面積の大きい側が利用できるように平行リンクを使用した。

図2-4に関節4と5の構造を示す。図2-4-a)は関節の構成、図2-4-b)は関節を右横側から見た場合、図2-4-c)は関節を真上から見た場合を示す。関節4と5は、それぞれ油圧揺動形アクチュエータ及び油圧シリンダで駆動される。油圧揺動形アクチュエータは、シングルベーン構造で出力軸の作動角度が 270° である。油圧シリンダは内径25mm、ロッド径14mm、ストローク50mmの片ロッド形複動シリンダである。

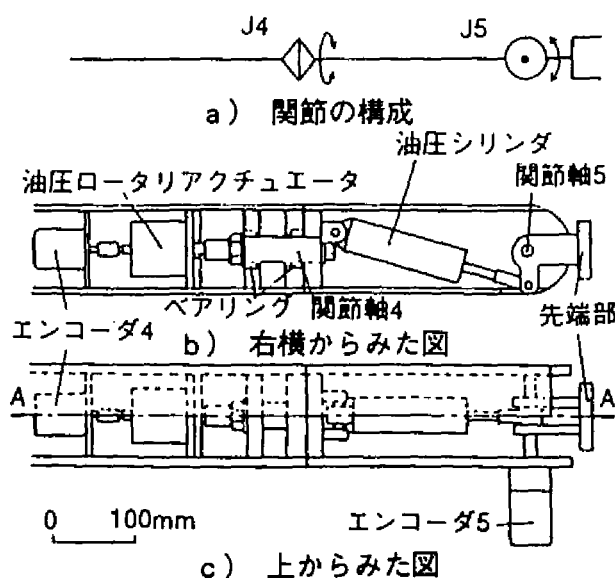


図2-4 関節4と5の構造

2. 2. 2 マニピュレータの油圧システム

マニピュレータの油圧回路を図2-5に示す。油圧ポンプは圧力補償付アキシャルピストンポンプで、設定圧力3.5MPaで使用した。理論的には油圧の設定圧力を高くした方が効率も良く、高精度高速応性で有利であるが、現実問題として油圧アクチュエータに強度が必要になり質量が大きくなる。したがって、軽量化のために油圧アクチュエータの出力と質量の兼ね合いを考慮して、設定圧力3.5MPaとした。ポンプから吐出された作動油は、並列に配管された各関節制御用の油圧サーボ弁及び油圧比例制御弁に送られる。農業用マニピュレータとして必要な油圧弁の性能を比較するため、油圧サーボ弁と油圧比例制御弁を使用した。支持本体側から3つの関節は油圧サーボ弁で、残りの2つの関節は油圧比例制御弁で制御した。

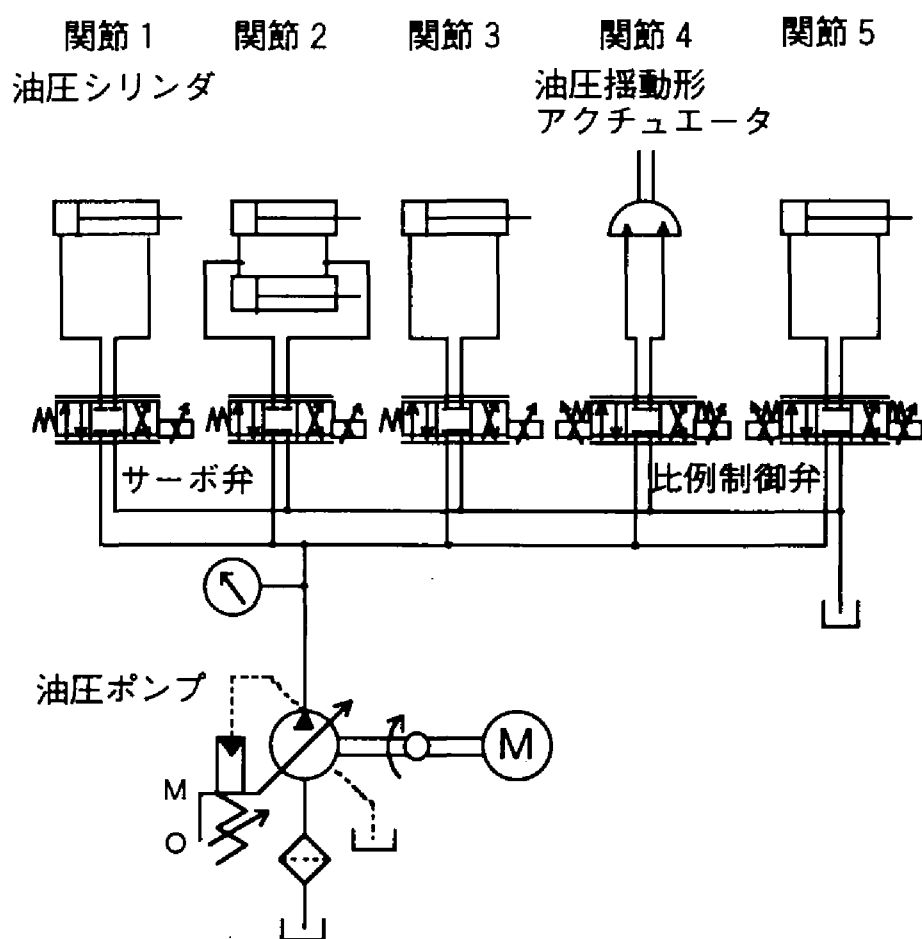


図2-5 マニピュレータの油圧回路

関節 1、2 及び 3 を駆動する油圧シリンダの制御に用いた油圧サーボ弁は、ダイキン工業製 KSPS-G02 である。この油圧サーボ弁は片ソレノイド形のゼロラップ弁で、その構造を図 2-6 に示す。この弁は、入力される信号電圧を専用のドライバで電流に変換して、ソレノイドに供給する。ソレノイドは、この電流の大きさに比例した力を発生し、対抗スプリングを押してスプールを変位させる。このスプールの変位は、差動トランスで検出され、ドライバ内で入力電圧と比較されて等しくなるように、ソレノイドに供給する電流を制御する。入力電圧と差動トランスで検出されたスプールの変位が等しくなれば、ソレノイドに供給される電流は、スプリングの力と釣り合う一定の電流となり、スプールはその位置で停止する。入力される信号電圧は $-5\sim 5\text{V}$ の範囲で、信号電圧の正負で油の流れる方向を制御し、電圧 0V で流量は 0 となる。このように、入力の電気信号をソレノイドで力に変え、この力によってスプールを直接駆動する構造となっている。

これに対して、広く使用されている油圧サーボ弁は、図 2-7 に示すような構造を持つ。このサーボ弁は、入力の電気信号をトルクモータで機械的変位に変え、この変位によりノズルフラップで油圧に変換する。その油圧の力でスプールを変位させる。このとき、スプールからフラップにスプール変位に比例する反力がバネを介してフィードバックされ、トルクモータの回転トルクとバネによるフィードバックトルクが平衡する角度でフラップが停止する。

以上のような構造の違いから、図 2-6 に示すような構造を持つ弁を 1 段形サーボ弁または直動形（以下直動形サーボ弁と称する）、図 2-7 に示すような構造を持つ弁を 2 段形サーボ弁と呼ぶ。本研究において直動形サーボ弁を使用したのは、図 2-7 の構造の弁と比較して、構造が簡単であり、また作動油の汚染管理も容易であるためである。

関節 4 と 5 の制御に使用した油圧比例制御弁はダイキン工業製 KSP-G02 で、その構造を図 2-8 に示す。この油圧比例制御弁は両ソレノイド型で、ソレノイド a またはソレノイド b のどちらかの専用ドライバに入力電圧を加える。入力される信号電圧の範囲は $0\sim 5\text{V}$ である。その入力電圧に比例して電流がソレノイドに印可される。ソレノイドは、電流の大きさに比例した力を発生し、対抗スプリングを押してスプールを変位させる。このとき、スプールはソレノイドの力とスプリングの力が釣り合う位置で停止する構造になっている。油圧比例制御弁では、スプールの位置フィードバック制御を行っていない。

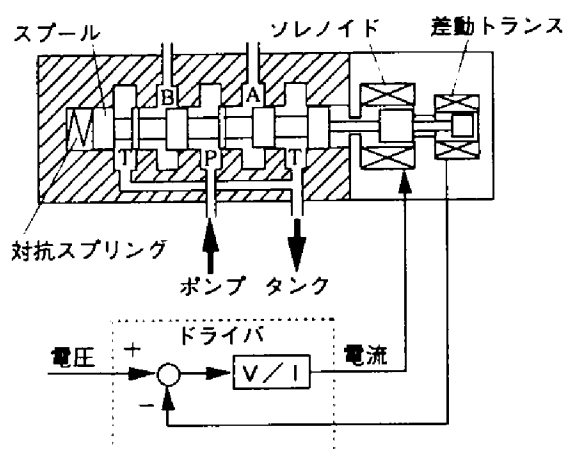


図 2 - 6 供試した電気油圧サーボ弁の構造

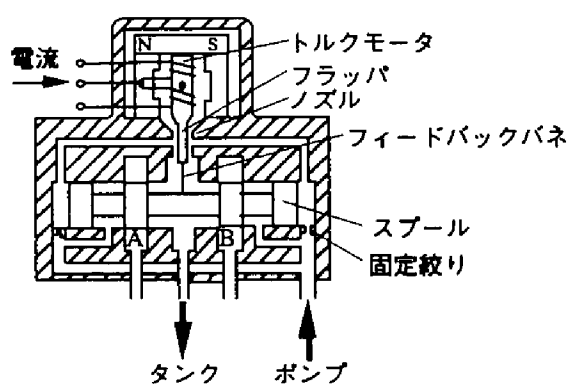


図 2 - 7 ノズルフラップを持つ電気油圧サーボ弁の構造

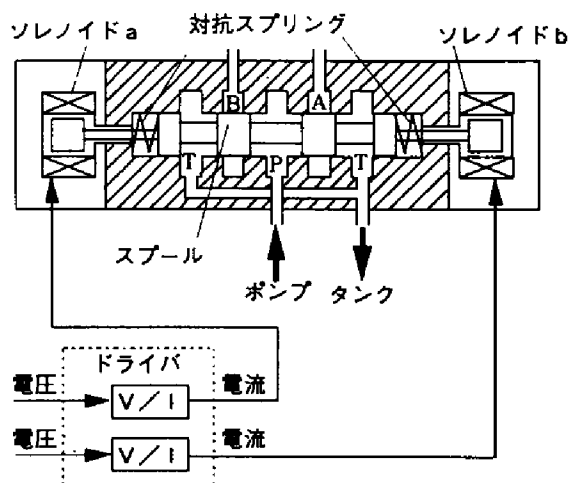


図 2 - 8 供試した電気油圧比例制御弁の構造

2. 2. 3 マニピュレータの制御システム

油圧マニピュレータの信号の流れのブロック図を図2-9に示す。制御用コンピュータにはCPUとしてモトローラ68000の10MHzを用い、ソフトウェアはC言語を用いて開発した。コンピュータ内に構成されたソフトウェアサーボ系により、目標の関節角と現在の関節角から操作量を決定し、I/Oを介して出力する。この出力は、供試した油圧サーボ弁と油圧比例制御弁がアナログ電圧信号を必要とするので、操作量に比例した電圧にD/A変換する。ここで、油圧サーボ弁と油圧比例制御弁への信号電圧の分解能はそれぞれ $5/2^{13}\text{V}$ と $5/2^{14}\text{V}$ である。このD/A変換された電圧に応じて、油圧弁は圧力と流量を変化させる。これにより、油圧アクチュエータが駆動され、マニピュレータが作動する。このときの関節角の変位は、光学式インクレメンタル型ロータリエンコーダで検出した。このエンコーダからのパルス信号は波形整形を行った後、12bitのカウンタ回路で積算して測定した。カウンタの初期化にはリミットスイッチを使用した。エンコーダはバックラッシュをなくすため、関節軸にカップリングで直接取り付けた。関節角の検出分解能は、エンコーダの分解能1024pulses/revを電子回路で4倍し、4096pulses/rev（約 $0.0879^\circ/\text{pulse}$ ）とした。このようにして測定した関節角により、フィードバック制御を行った。

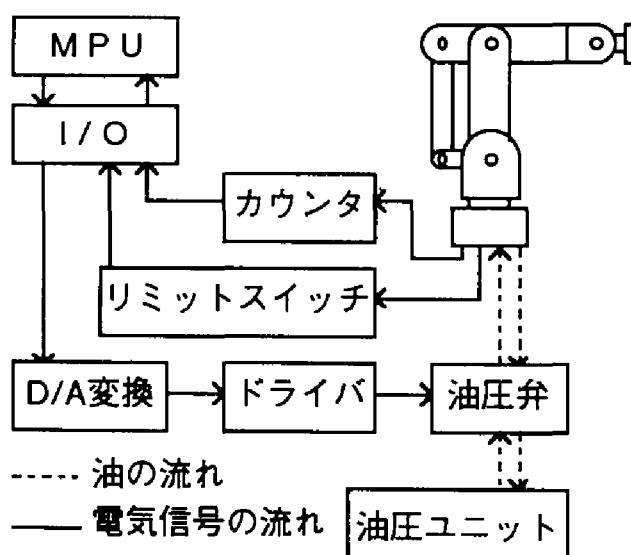


図2-9 マニピュレータの信号の流れ

第3節 運動学

マニピュレータの位置制御に必要な運動学的解析を行う。図2-10のように各リンクに固定したリンク座標系 Σ_i ($i = 1, 2, \dots, 5, E$)を設定する。リンク座標系 Σ_i の各座標軸を x_i, y_i, z_i とし、原点を O_i とする。

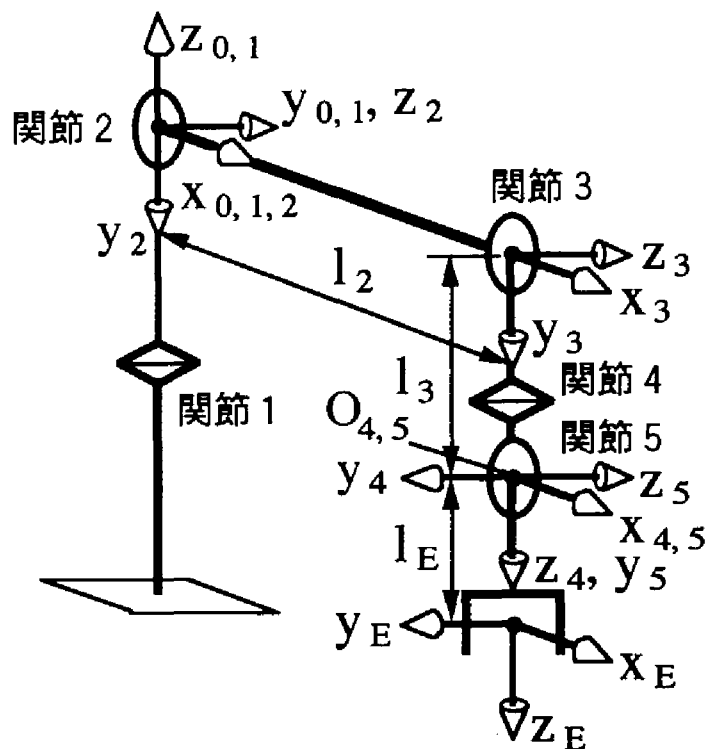


図2-10 マニピュレータのリンク座標系

表2-2 リンクパラメータ (Denavit-Hartenbergの方法)

i	a_i	α_i	d_i	θ_i
1	0	0°	0	(θ_1)
2	0	-90°	0	(θ_2)
3	l_2	0°	0	(θ_3)
4	0	-90°	l_3	(θ_4)
5	0	90°	0	(θ_5)
E	0	-90°	l_E	0°

このとき、Denavit-Hartenbergの方法⁴⁾によるリンクパラメータを表2-2に示す。ここで、表中の記号は

a_i : リンクの長さ

α_i : リンクのねじれ角

d_i : リンク間の距離

θ_i : リンク間の角度

である。

したがって、基準座標系 Σ_0 からみたマニピュレータの位置・姿勢行列 0T_E は

$${}^0T_E = \begin{bmatrix} R_{11} & R_{12} & R_{13} & P_x \\ R_{21} & R_{22} & R_{23} & P_y \\ R_{31} & R_{32} & R_{33} & P_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-1)$$

となる。

ここで便宜上、 S_i 、 C_i 、 S_{ij} 及び C_{ij} はそれぞれ $S_i = \sin\theta_i$ 、 $C_i = \cos\theta_i$ 、 $S_{ij} = \sin(\theta_i + \theta_j)$ 、 $C_{ij} = \cos(\theta_i + \theta_j)$ を表すとする

$$R_{11} = (C_1 C_{23} C_4 + S_1 S_4) C_5 - C_1 S_{23} S_5$$

$$R_{21} = (S_1 C_{23} C_4 - C_1 S_4) C_5 - S_1 S_{23} S_5$$

$$R_{31} = -S_{23} C_4 C_5 - C_{23} S_5$$

$$R_{12} = -C_1 C_{23} S_4 + S_1 C_4$$

$$R_{22} = -S_1 C_{23} S_4 - C_1 C_4$$

$$R_{32} = S_{23} S_4$$

$$R_{13} = -(C_1 C_{23} C_4 + S_1 S_4) S_5 - C_1 S_{23} C_5$$

$$R_{23} = -(S_1 C_{23} C_4 - C_1 S_4) S_5 - S_1 S_{23} C_5$$

$$R_{33} = S_{23} C_4 S_5 - C_{23} C_5$$

$$P_x = l_2 C_1 C_2 - l_3 C_1 S_{23} - l_E R_{13}$$

$$P_y = l_2 S_1 C_2 - l_3 S_1 S_{23} - l_E R_{23}$$

$$P_z = -l_2 S_2 - l_3 C_{23} - l_E R_{33}$$

である。

次に、目標の位置・姿勢を表す同次変換行列 ${}^0T_{\text{obj}}$ が

$${}^0T_{\text{obj}} = \begin{bmatrix} \hat{R}_{11} & \hat{R}_{12} & \hat{R}_{13} & \hat{P}_x \\ \hat{R}_{21} & \hat{R}_{22} & \hat{R}_{23} & \hat{P}_y \\ \hat{R}_{31} & \hat{R}_{32} & \hat{R}_{33} & \hat{P}_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-2)$$

と得られたとする。

このマニピュレータは冗長自由度がなく、表2-1に示す作動角度を有するので

$${}^0T_E = {}^0T_{\text{obj}} \quad (2-3)$$

を満たす関節角 $\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5]^T$ がひとつ定まる。

この θ をPieperの方法⁴⁾により求める。図2-10より関節4と5のリンク座標原点 $O_{4,5}$ は同一点となる。この原点の位置 ${}^0r_4 = [P_{4x}, P_{4y}, P_{4z}]^T$ と目標の位置との距離は l_E であるから

$$(\hat{P}_x - P_{4x})^2 + (\hat{P}_y - P_{4y})^2 + (\hat{P}_z - P_{4z})^2 = l_E^2 \quad (2-4)$$

となる。

また、 Σ_4 の原点と目標の位置を結ぶ直線は

$$\frac{\hat{P}_x - P_{4x}}{\hat{R}_{13}} = \frac{\hat{P}_y - P_{4y}}{\hat{R}_{23}} = \frac{\hat{P}_z - P_{4z}}{\hat{R}_{33}} \quad (2-5)$$

となる。

式(2-4)と(2-5)から

$$k = \frac{l_E}{\sqrt{\hat{R}_{13}^2 + \hat{R}_{23}^2 + \hat{R}_{33}^2}} \quad (k > 0)$$

とおくと

$${}^0\mathbf{r}_4 = \begin{bmatrix} P_{4x} & P_{4y} & P_{4z} \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \hat{P}_x - k\hat{R}_{13}, \hat{P}_y - k\hat{R}_{23}, \hat{P}_z - k\hat{R}_{33} \end{bmatrix}^T \quad (2-6)$$

となる。

得られた Σ_4 の原点 ${}^0\mathbf{r}_4$ を実現する関節角 θ を式(2-1), (2-2), (2-3)及び(2-6)から求めると

$$\theta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{P_{4y}}{P_{4x}} \right) \quad (2-7)$$

$$\theta_2 = -\tan^{-1} \left(\frac{P_{4z}}{\sqrt{P_{4x}^2 + P_{4y}^2}} \right) - \cos^{-1} \left(\frac{P_{4x}^2 + P_{4y}^2 + P_{4z}^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_2 \sqrt{P_{4x}^2 + P_{4y}^2 + P_{4z}^2}} \right) \quad (2-8)$$

$$\theta_3 = \frac{\pi}{2} - \cos^{-1} \left(\frac{l_2^2 + l_3^2 - P_{4x}^2 - P_{4y}^2 - P_{4z}^2}{2l_2 l_3} \right) \quad (2-9)$$

$$\theta_4 = \sin^{-1} \left(-\hat{R}_{12}C_1C_{23} - \hat{R}_{22}S_1C_{23} + \hat{R}_{32}S_{23} \right) \quad (2-10)$$

$$\theta_5 = \sin^{-1} \left(-\hat{R}_{11}C_1S_{23} - \hat{R}_{21}S_1S_{23} - \hat{R}_{31}C_{23} \right) \quad (2-11)$$

となり、関節角 θ_i ($i=1,2,\dots,5$)が得られる。

第4節 動力学

2. 4. 1 運動方程式の導出

マニピュレータの運動方程式を求める。マニピュレータは5自由度であるが、簡単のため、支持本体側からの3自由度と残りの2自由度に分けて、運動方程式をそれぞれ導出する。

まず、3自由度マニピュレータの運動方程式を導出する。試作したマニピュレータは、関節3を駆動するために平行リンクを使用しているため、このままの状態では、関節トルクを求めるには計算が煩雑になる。そこで、図2-11に示すように閉リンク機構から開リンク機構へ等価変換して、ヤコビ行列を用いて、運動方程式を求める⁵⁾。

閉リンク機構から開リンク機構への等価変換は、図2-11の×印の箇所(J3)で仮想的にリンクを切り放して、本来受動ジョイント(アクチュエータによって直接駆動されない関節)であるJ6とJ7を仮想的に能動ジョイント(アクチュエータによって直接駆動される関節)とみなすことで行う。この等価変換で仮想的に切り放した開リンク機構に対して、リンクパラメータを取り直す。その後、等価変換した状態での各z軸回りの関節トルク $\tau_{1-3} = [\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_6, \tau_7]^T$ をニュートン・オイラー法で求める。

ここで以下の記号を用いて、運動方程式を導出する。

θ_i : 関節角度 [rad]

$\dot{\theta}_i$: 関節速度 [rad/s]

$\ddot{\theta}_i$: 関節加速度 [rad/s²]

\hat{g} : 重力加速度 [m/s²]

m_i : リンクiの質量 [kg]

l_i : 図に示す関節軸間の距離 [m] (ただし、 $l_8 = l_3 + l_6$)

l_{gi} : 関節軸iからリンクiの質量中心までの距離 [m]

(ただし、 $l_{g8} = l_{g3} + l_6$)

$\hat{I}_{ixx}, \hat{I}_{iyy}, \hat{I}_{izz}$: リンクiのx,y,z軸回りの慣性テンソル [kg・m²]

添字iは図中の関節番号を表す。 $n_4 = [n_{4x}, n_{4y}, n_{4z}]^T$ は、J5に作用するモーメントを表すとする。

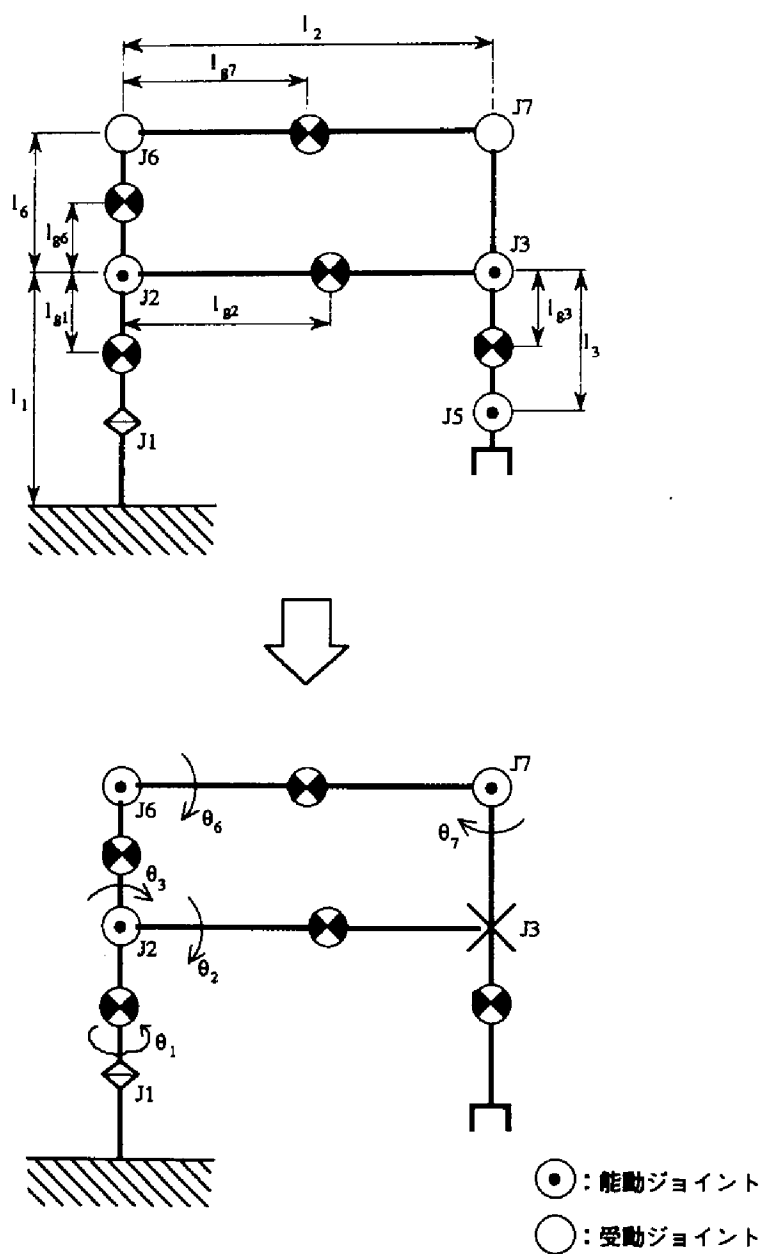


図 2-11 閉リンク機構から開リンク機構へ変換

関節トルク τ_{1-3} は次のようになる。

$$\begin{aligned}
\tau_1 = & (m_2 l_{g2}^2 C_2^2 + m_3 l_{g6}^2 S_{23}^2 + \hat{I}_{1zz}) \ddot{\theta}_1 + m_6 (l_6 S_{23} + l_{g7} C_2)^2 \ddot{\theta}_1 \\
& - m_7 (l_{g3} S_{23} - l_2 C_2)^2 \ddot{\theta}_1 + (\hat{I}_{2xx} S_2^2 + \hat{I}_{2yy} C_2^2) \ddot{\theta}_1 + (\hat{I}_{3xx} S_{23}^2 + \hat{I}_{3yy} C_{23}^2) \ddot{\theta}_1 \\
& + (\hat{I}_{6xx} S_2^2 + \hat{I}_{6yy} C_2^2) \ddot{\theta}_1 + (\hat{I}_{7xx} S_{23}^2 + \hat{I}_{7yy} C_{23}^2) \ddot{\theta}_1 \\
& - 2(m_2 l_{g2}^2 + m_6 l_{g7}^2 + m_7 l_2^2) S_2 C_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 - 2(\hat{I}_{2xx} - \hat{I}_{2yy} + \hat{I}_{6xx} - \hat{I}_{6yy}) S_2 C_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \\
& - 2(m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) S_{23} S_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 + 2(m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) C_{23} C_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_{23} \\
& + 2(m_3 l_{g6}^2 + m_6 l_6^2 + m_7 l_{g3}^2 + \hat{I}_{3xx} - \hat{I}_{3yy} + \hat{I}_{7xx} - \hat{I}_{7yy}) S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_{23} \\
& - n_{4x} S_{23} - n_{4z} C_{23} - f_{4y} (l_2 C_2 - l_3 S_{23})
\end{aligned} \tag{2-12}$$

$$\begin{aligned}
\tau_2 = & (m_2 l_{g2}^2 + m_6 l_{g7}^2 + m_7 l_2^2) \ddot{\theta}_2 + (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) S_3 \ddot{\theta}_2 + (\hat{I}_{2zz} + \hat{I}_{6zz}) \ddot{\theta}_2 \\
& + (m_3 l_{g6}^2 + m_6 l_6^2 + m_7 l_{g3}^2) \ddot{\theta}_{23} + (\hat{I}_{3zz} + \hat{I}_{7zz}) \ddot{\theta}_{23} \\
& + (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) S_3 \ddot{\theta}_{23} + m_2 l_{g2}^2 S_2 C_2 \dot{\theta}_1^2 - m_3 l_{g6}^2 S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1^2 \\
& - m_6 (l_6 S_{23} + l_{g7} C_2) (l_6 C_{23} - l_{g7} S_2) \dot{\theta}_1^2 - m_7 (l_{g3} S_{23} - l_2 C_2) (l_{g3} C_{23} + l_2 S_2) \dot{\theta}_1^2 \\
& - (\hat{I}_{2xx} - \hat{I}_{2yy}) S_2 C_2 \dot{\theta}_1^2 - (\hat{I}_{3xx} - \hat{I}_{3yy}) S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1^2 \\
& - (\hat{I}_{6xx} - \hat{I}_{6yy}) S_2 C_2 \dot{\theta}_1^2 - (\hat{I}_{7xx} - \hat{I}_{7yy}) S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1^2 \\
& - (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) C_3 \dot{\theta}_2^2 + (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) C_3 \dot{\theta}_{23}^2 \\
& + (m_2 l_{g2} + m_6 l_{g7} + m_7 l_2) C_2 \hat{g} + (m_3 l_{g6} + m_6 l_6 - m_7 l_{g3}) S_{23} \hat{g} \\
& - n_{4y} + f_{4x} (l_2 S_3 - l_3)
\end{aligned} \tag{2-13}$$

$$\begin{aligned}
\tau'_3 = & (m_6 l_{g7}^2 + m_7 l_2^2 + \hat{I}_{6zz}) \ddot{\theta}_2 + (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) S_3 \ddot{\theta}_2 \\
& + (m_3 l_{g6}^2 + m_6 l_6^2 + m_7 l_{g3}^2 + \hat{I}_{3zz} + \hat{I}_{7zz}) \ddot{\theta}_{23} \\
& + (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) S_3 \ddot{\theta}_{23} - m_3 l_{g6}^2 S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1^2 \\
& - m_6 (l_6 S_{23} + l_{g7} C_2) (l_6 C_{23} - l_{g7} S_2) \dot{\theta}_1^2 - m_7 (l_{g3} S_{23} - l_2 C_2) (l_{g3} C_{23} + l_2 S_2) \dot{\theta}_1^2 \\
& - (\hat{I}_{3xx} - \hat{I}_{3yy}) S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1^2 - (\hat{I}_{6xx} - \hat{I}_{6yy}) S_2 C_2 \dot{\theta}_1^2 - (\hat{I}_{7xx} - \hat{I}_{7yy}) S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1^2 \\
& - (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) C_3 \dot{\theta}_2^2 + (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) C_3 \dot{\theta}_{23}^2 \\
& + (m_6 l_{g7} + m_7 l_2) C_2 \hat{g} + (m_3 l_{g6} + m_6 l_6 - m_7 l_{g3}) S_{23} \hat{g} \\
& - n_{4y} + f_{4x} (l_2 S_3 - l_3) \quad (2-14)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\tau'_6 = & (m_6 l_{g7}^2 + m_7 l_2^2 + \hat{I}_{6zz} - m_7 l_2 l_{g8} S_3) \ddot{\theta}_2 \\
& + (m_7 l_{g3} l_{g8} + \hat{I}_{7zz}) \ddot{\theta}_{23} + (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) S_3 \ddot{\theta}_{23} \\
& + m_6 (l_6 S_{23} + l_{g7} C_2) l_{g7} S_2 \dot{\theta}_1^2 - m_7 (l_{g3} S_{23} - l_2 C_2) (l_{g3} C_{23} + l_2 S_2) \dot{\theta}_1^2 \\
& - (\hat{I}_{6xx} - \hat{I}_{6yy}) S_2 C_2 \dot{\theta}_1^2 - (\hat{I}_{7xx} - \hat{I}_{7yy}) S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1^2 \\
& + (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) C_3 \dot{\theta}_{23}^2 + m_7 l_2 l_{g8} C_3 \dot{\theta}_2^2 \\
& + (m_6 l_{g7} + m_7 l_2) C_2 \hat{g} - m_7 l_{g8} S_{23} \hat{g} \\
& - n_{4y} + f_{4x} (l_2 S_3 - l_8) + f_{4z} l_2 C_3 \quad (2-15)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\tau'_7 = & -m_7 l_2 l_{g8} S_3 \ddot{\theta}_2 + (m_7 l_{g3} l_{g8} + \hat{I}_{7zz}) \ddot{\theta}_{23} - m_7 (l_{g3} S_{23} - l_2 C_2) l_{g8} C_{23} \dot{\theta}_1^2 \\
& - (\hat{I}_{7xx} - \hat{I}_{7yy}) S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1^2 + m_7 l_2 l_{g8} C_3 \dot{\theta}_2^2 - m_7 l_{g8} S_{23} \hat{g} - n_{4y} - f_{4x} l_8 \\
& \quad (2-16)
\end{aligned}$$

次に図 2-11 の関節を切り放してできる関節角 θ' と θ の関係は

$$\begin{aligned}\theta'_1 &= \theta_1 \\ \theta'_2 &= \theta_2 \\ \theta'_3 &= \theta_3 \\ \theta'_6 &= -\theta_3 \\ \theta'_7 &= \theta_3\end{aligned}\tag{2-17}$$

である。

式 (2-17) を θ_i ($i=1,2,3$) で偏微分したヤコビ行列 W は

$$W = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 1 \end{bmatrix}\tag{2-18}$$

となる。

したがって、 W を用いて関節トルク $\tau_{1\sim3}$ と $\tau'_{1\sim3}$ の関係を表すと次式になる。

$$\tau_{1\sim3} = W\tau'_{1\sim3}\tag{2-19}$$

よって、関節トルク $\tau_{1\sim3}$ は

$$\tau_1 = \tau'_1\tag{2-20}$$

$$\tau_2 = \tau'_2\tag{2-21}$$

$$\begin{aligned}\tau_3 &= \tau'_3 - \tau'_6 + \tau'_7 \\ &= (m_6 l_{g6} l_{g7} - m_7 l_{g2} l_{g3}) S_3 \ddot{\theta}_2 + (m_3 l_{g6}^2 + m_6 l_{g6}^2 + m_7 l_{g3}^2 + I_{3zz} + I_{7zz}) \ddot{\theta}_{23} \\ &\quad - m_6 (l_6 S_{23} + l_{g7} C_2) l_{g6} C_{23} \dot{\theta}_1^2 - m_7 (l_{g3} S_{23} - l_2 C_2) l_{g3} C_{23} \dot{\theta}_1^2 \\ &\quad - (m_3 l_{g6}^2 - I_{3xx} + I_{3yy} - I_{7xx} + I_{7yy}) S_{23} C_{23} \dot{\theta}_1^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - (m_6 l_6 l_{g7} - m_7 l_2 l_{g3}) C_3 \dot{\theta}_2^2 + (m_3 l_{g6} + m_6 l_6 - m_7 l_{g3}) S_{23} \hat{g} \\
& - n_{4y} - f_{4x} l_4 - f_{4z} l_2 C_3
\end{aligned} \tag{2-22}$$

となる。

次に、残りの2自由度に関して運動方程式を導出する。関節の動的パラメータを図2-12に示すようにモデル化する(各関節のリンク座標系に関しては図2-10参照)。

ここでは問題を単純にするために、関節1、2及び3がある一定の姿勢で固定されている場合に関して、2自由度の関節に関する運動方程式を導出する。

この関節トルク $\tau_{45} = [\tau_4, \tau_5]^T$ は次式で表される。

$$\begin{aligned}
\tau_4 = & (m_5 l_{g5}^2 + m_E l_E^2 + I_{5xx} + I_{Exx}) S_5^2 \ddot{\theta}_4 + (I_{5yy} + I_{Ezz}) C_5^2 \ddot{\theta}_4 \\
& + I_{4zz} \ddot{\theta}_4 + 2(m_5 l_{g5}^2 + m_E l_E^2 + I_{5xx} + I_{Exx} - I_{5yy} - I_{Ezz}) S_5 C_5 \dot{\theta}_4 \dot{\theta}_5 \\
& - (m_5 l_{g5} + m_E l_E) S_{23} S_4 S_5 \hat{g}
\end{aligned} \tag{2-23}$$

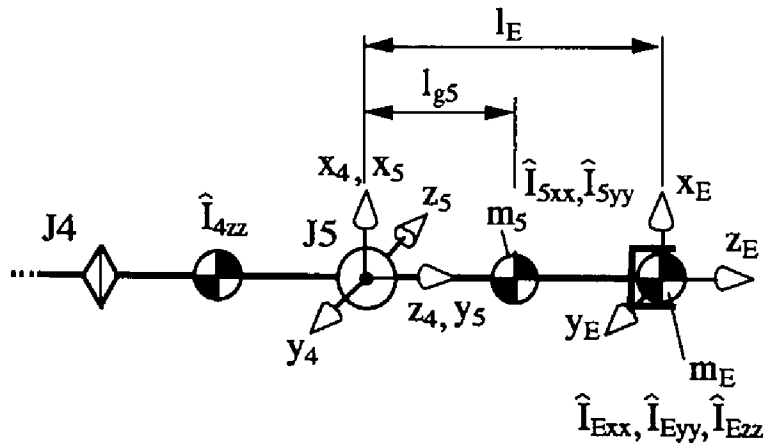


図2-12 関節4と5の動的モデル

$$\begin{aligned}
\tau_5 = & (m_5 l_{g5}^2 + m_E l_E^2 + I_{5xx} + I_{Ezz}) \ddot{\theta}_5 \\
& + (m_5 l_{g5}^2 + m_E l_E^2 + I_{5xx} - I_{5yy} + I_{Ezz} - I_{Ezz}) S_5 C_5 \dot{\theta}_4^2 \\
& + (m_5 l_{g5} + m_E l_E) (S_{23} C_4 C_5 + C_{23} S_5) \hat{g}
\end{aligned} \tag{2-24}$$

ここで各記号は

θ_4, θ_5 : 関節角度 4 及び 5 [rad]

$\dot{\theta}_4, \dot{\theta}_5$: 関節速度 4 及び 5 [rad/s]

$\ddot{\theta}_4, \ddot{\theta}_5$: 関節加速度 4 及び 5 [rad/s²]

\hat{g} : 重力加速度 [m/s²]

m_5 : リンク 5 の質量 [kg]

m_E : 負荷の質量 [kg]

l_{g5} : 関節軸 5 からリンク 5 の質量中心までの距離 [m]

l_E : 関節軸 5 から負荷の質量中心までの距離 [m]

$\hat{I}_{Ezz}, \hat{I}_{Eyy}, \hat{I}_{Ezz}$: 負荷の x, y, z 軸回りの慣性テンソル [kg · m²]

$\hat{I}_{5xx}, \hat{I}_{5yy}$: リンク 5 の慣性テンソル [kg · m²]

\hat{I}_{4zz} : リンク 4 の慣性テンソル [kg · m²]

である。

以上の運動方程式において、関節軸における粘性摩擦力の影響は、関節が玉軸受によりなめらかに動くものとし、関節駆動トルクに比べて十分小さいため、無視できるものと考えた。

よって、すべての関節駆動トルクを与えるマニピュレータの運動方程式を導出することができた。

2. 4. 2 パラメータの同定

a) 解析方法

運動方程式を利用して、マニピュレータの動的な特性を解析するには、その式に含まれている各種パラメータの値が分かっている必要がある。本研究では、運動方程式に現れる動的なパラメータに関して線形入出力式⁶⁾を導き、この式をもとに油圧シリンダ駆動マニピュレータのパラメータ同定を行った⁷⁾。ここでは、試作した油圧マニピュレータの関節2と3に対応する2自由度マニピュレータによって、パラメータの同定方法について簡単に述べる。

図2-13にパラメータ同定を行う2自由度マニピュレータを示す。ここで、Denavit-Hartenbergの方法によるリンクパラメータに関しては、設計図や静的な計測から求めた。

図中の記号は

m_i : リンク i の質量 [kg]

I_i : リンク i の慣性 [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

l_i : リンク間の距離 [m]

l_{gi} : リンク i の質量中心位置 [m]

θ_i : 関節角 i [rad]

($i=1,2,3,4$)

である。

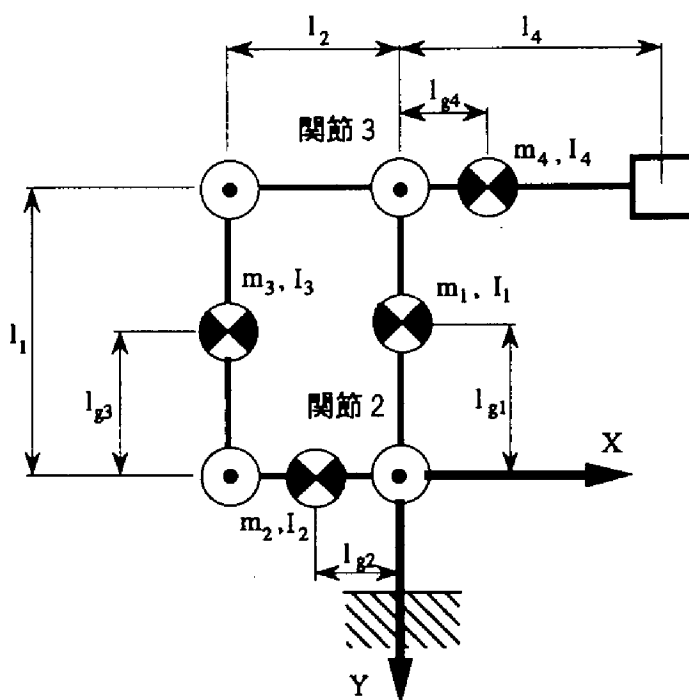
この2自由度マニピュレータの運動方程式を

$$\tau = M(\theta) \cdot \ddot{\theta} + h(\theta, \dot{\theta}) + g(\theta) \quad (2-25)$$

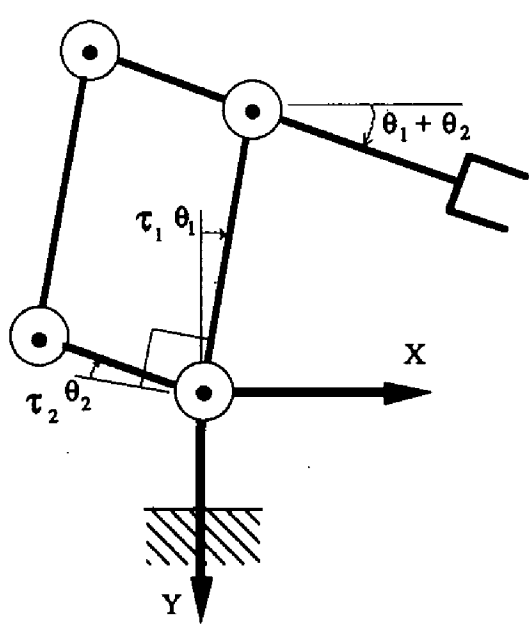
とする。

式(2-25)において、第1項は慣性項、第2項は遠心力とコリオリ力の項及び第3項は重力項である。この式では、油圧シリンダにより発生する関節トルクを $\tau = [\tau_1, \tau_2]^T$ としている。ここで、油圧シリンダの動特性を考慮して τ を求める。

図2-14に油圧シリンダにより駆動される関節の模式図を示す。この図を用いて、油圧シリンダの動特性を考慮する。



a) パラメータ



b) 関節角と関節トルク

図 2-13 2自由度マニピュレータ

図 2-14 中の記号は

O_i : 関節軸 i の位置

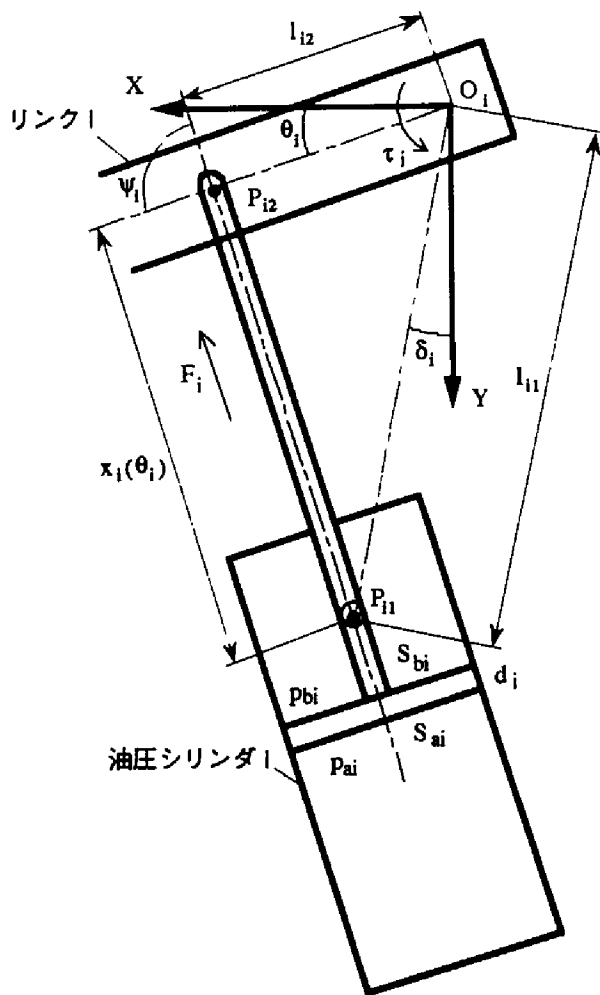
 P_{i1} : 油圧シリンダ i の支点位置 P_{i2} : 油圧シリンダ i とリンク i の連結位置
$$l_{i1}: \text{点 } O_i \text{ と点 } P_{i1} \text{ の距離で一定}$$
$$l_{i2}: \text{点 } O_i \text{ と点 } P_{i2} \text{ の距離}$$
$$x_i(\theta_i): \text{点 } P_{i1} \text{ と点 } P_{i2} \text{ の距離}$$


図 2-14 油圧シリンダの動特性

θ_i : 関節角 i

ψ_i, δ_i : 図中に示す角度

P_{ai}, P_{bi} : 油圧シリンダのピストンのキャップ側とヘッド側の圧力

S_{ai}, S_{bi} : 油圧シリンダのピストンのキャップ側とヘッド側の有効断面積

F_i : 油圧シリンダのシリンダ出力

τ_i : 関節トルク

d_i : 油圧シリンダのロッドやピストンでの粘性摩擦係数

である。

リンク i は点 O_i を中心として、油圧シリンダのピストンロッド変位に応じて回転運動する。

まず、 $x_i(\theta_i)$ は三角形 $O_i P_{i1} P_{i2}$ において余弦定理より

$$x_i(\theta_i)^2 = l_{i1}^2 + l_{i2}^2 - 2l_{i1} \cdot l_{i2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_i - \delta_i\right) \quad (2-26)$$

で与えられる。

これを時間微分すると

$$x_i(\theta_i) \cdot \dot{x}_i(\theta_i) = -l_{i1} \cdot l_{i2} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta_i - \delta_i\right) \cdot \dot{\theta}_i \quad (2-27)$$

となる。

したがって、 $\dot{\theta}_i$ と $\dot{x}_i(\theta_i)$ の関係をリンクゲイン $H_i(\theta_i)$ ⁸⁾ とすると、これは

$$H_i(\theta_i) = \frac{\dot{x}_i(\theta_i)}{\dot{\theta}_i} = \frac{-l_{i1} \cdot l_{i2} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta_i - \delta_i\right)}{x_i(\theta_i)} \quad (2-28)$$

となる。

次に、油圧シリンダのシリンダ出力 F_i による関節トルク τ_i は

$$\tau_i = -l_{i1} \cdot F_i \cdot \sin \psi_i \quad (2-29)$$

である。

また、三角形 $O_i P_{i1} P_{i2}$ において正弦定理より

$$\frac{l_{i2}}{\sin \psi_i} = \frac{x_i(\theta_i)}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta_i - \delta_i\right)} \quad (2-30)$$

が成立する。

よって、 F_i と τ_i の関係を表すリンクゲイン $G_i(\theta_i)$ は

$$G_i(\theta_i) = \frac{\tau_i}{F_i} = -l_{i1} \cdot \sin \psi_i = \frac{-l_{i1} \cdot l_{i2} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta_i - \delta_i\right)}{x_i(\theta_i)} \quad (2-31)$$

となる。

ゆえに

$$H_i(\theta_i) = G_i(\theta_i) \quad (2-32)$$

となる。

また、図2-14から油圧シリンダのシリンダ出力 F_i は

$$F_i = p_{ai} \cdot S_{ai} - p_{bi} \cdot S_{bi} \quad (2-33)$$

となる。

この式(2-33)では、油圧弁のスプールの質量や粘性摩擦等の影響は、油圧シリンダとリンクのそれと比較して十分小さいため無視する。

油圧シリンダ内のロッドやピストンでのシールによる粘性摩擦係数 d_i に関しては考慮して、次式を得る。

$$F_i = p_{ai} \cdot S_{ai} - p_{bi} \cdot S_{bi} - d_i \cdot G_i(\theta_i) \cdot \dot{\theta}_i \quad (2-34)$$

式(2-31)と(2-34)より関節トルク τ_i が得られる。

$$\tau_i = G_i(\theta_i) \cdot \{p_{ai} \cdot S_{ai} - p_{bi} \cdot S_{bi} - d_i \cdot G_i(\theta_i) \cdot \dot{\theta}_i\} \quad (2-35)$$

以上より、油圧シリンダのヘッド側とキャップ側の油圧、関節角の変位及び関節速度を計測すれば、式(2-35)を用いて、油圧シリンダが発生する関節トルクを求めることができる。

最後に、式(2-21)、(2-22)及び(2-35)を書き直して

$$\begin{aligned} \tau &= [\tau_1, \tau_2]^T = \begin{bmatrix} G_1(\theta_1) \cdot \{p_{a1} \cdot S_{a1} - p_{b1} \cdot S_{b1} - d_1 \cdot G_1(\theta_1) \cdot \dot{\theta}_1\} \\ G_2(\theta_2) \cdot \{p_{a2} \cdot S_{a2} - p_{b2} \cdot S_{b2} - d_2 \cdot G_2(\theta_2) \cdot \dot{\theta}_2\} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} A + B + 2D \cdot \sin \theta_2 & B + D \cdot \sin \theta_2 \\ B + D \cdot \sin \theta_2 & B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D \cdot \cos \theta_2 \cdot \dot{\theta}_2^2 + 2D \cdot \cos \theta_2 \cdot \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \\ -D \cdot \cos \theta_2 \cdot \dot{\theta}_1^2 \end{bmatrix} \\ &\quad + \begin{bmatrix} E \cdot \sin \theta_1 - F \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2) \\ -F \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2) \end{bmatrix} \cdot \hat{g} \quad (2-36) \end{aligned}$$

$$A = m_1 l_{g1}^2 + m_3 l_{g3}^2 + m_4 l_1^2 + I_1 + I_3$$

$$B = m_2 l_{g2}^2 + m_3 l_2^2 + m_4 l_{g4}^2 + I_2 + I_4$$

$$D = m_3 l_2 l_{g3} - m_4 l_1 l_{g4}$$

$$E = m_1 l_{g1} + m_3 l_{g3} + m_4 l_1$$

$$F = m_2 l_{g2} + m_3 l_2 - m_4 l_{g4}$$

となる。

ここで、式(2-36)の同定すべきパラメータを右辺に移動し、次式のように新たに関節トルク $\bar{\tau}=[\bar{\tau}_1, \bar{\tau}_2]^T$ を定義する。

$$\begin{aligned}\bar{\tau} &= [\bar{\tau}_1, \bar{\tau}_2]^T = \begin{bmatrix} G_1(\theta_1) \cdot (p_{a1} \cdot S_{a1} - p_{b1} \cdot S_{b1}) \\ G_2(\theta_2) \cdot (p_{a2} \cdot S_{a2} - p_{b2} \cdot S_{b2}) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} A + B + 2D \cdot \sin \theta_2 & B + D \cdot \sin \theta_2 \\ B + D \cdot \sin \theta_2 & B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D \cdot \cos \theta_2 \cdot \dot{\theta}_2^2 + 2D \cdot \cos \theta_2 \cdot \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \\ -D \cdot \cos \theta_2 \cdot \dot{\theta}_1^2 \end{bmatrix} \\ &\quad + \begin{bmatrix} E \cdot \sin \theta_1 - F \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2) \\ -F \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2) \end{bmatrix} \cdot \hat{g} + \begin{bmatrix} d_1 \cdot G_1(\theta_1)^2 \cdot \dot{\theta}_1^2 \\ d_2 \cdot G_2(\theta_2)^2 \cdot \dot{\theta}_2^2 \end{bmatrix} \quad (2-37)\end{aligned}$$

式(2-37)の関節角 θ_i 、関節速度 $\dot{\theta}_i$ 、関節加速度 $\ddot{\theta}_i$ 、リンクゲイン $G_i(\theta_i)$ 、関節トルク $\bar{\tau}_i$ が計測結果から得られる既知量となり、A、B、D、E、F及び油圧シリンダ内のロッドやピストンでの粘性摩擦係数 d_i が未知量で同定すべきマニピュレータの動的なパラメータである。

動的なパラメータは、個々に独立に求める必要はなく、式(2-37)の線形結合したパラメータを求めることができればよい。これらのパラメータを求めるために、重回帰分析を行う。

この重回帰分析の例として、 $\theta_1=0$ に固定した状態で、 θ_2 のみを駆動する場合の関節トルク $\bar{\tau}_2$ を考慮すると、式(2-37)より

$$\bar{\tau}_2 = B \cdot \ddot{\theta}_2 - F \cdot \cos \theta_2 \cdot \hat{g} + d_2 \cdot G_2(\theta_2)^2 \cdot \dot{\theta}_2 \quad (2-38)$$

となる。

この式を用いて、実験中に連続して計測したN個のデータを行列で表すと

$$\bar{\tau}_2 = \begin{bmatrix} \bar{\tau}_{21} \\ \bar{\tau}_{22} \\ \vdots \\ \bar{\tau}_{2N} \end{bmatrix}, \quad \theta_2 = \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_{21} \cos \theta_{21} \cdot \hat{g} & G_{21}(\theta_{21})^2 \cdot \dot{\theta}_{21} \\ \ddot{\theta}_{22} \cos \theta_{22} \cdot \hat{g} & G_{22}(\theta_{22})^2 \cdot \dot{\theta}_{22} \\ \vdots & \vdots \\ \ddot{\theta}_{2N} \cos \theta_{2N} \cdot \hat{g} & G_{2N}(\theta_{2N})^2 \cdot \dot{\theta}_{2N} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{b} = \begin{bmatrix} B \\ -F \\ d_2 \end{bmatrix} \quad (2-39)$$

となる。

これを用いて、式 (2-38) を簡潔に表すと

$$\tilde{\tau}_2 = \theta_2 \cdot b \quad (2-40)$$

である。

したがって、関節トルク $\tilde{\tau}_2$ に関する運動方程式の線形化ができた。この式を用いて重回帰分析を行う。

θ_2 の転置行列 θ_2^T を両辺にかけて

$$\theta_2^T \theta_2 \cdot b = \theta_2^T \tilde{\tau}_2 \quad (2-41)$$

を得る。

ここで、もし $\theta_2^T \theta_2$ が正則であるならば、その逆行列 $(\theta_2^T \theta_2)^{-1}$ が存在して

$$b = (\theta_2^T \theta_2)^{-1} \cdot \theta_2^T \tilde{\tau}_2 \quad (2-42)$$

となり、未知量 B 、 F 及び d_2 を求めることができる。

同様にして他のパラメータに関しても、運動方程式の線形化を行い、未知のパラメータを重回帰分析で求める。

ｂ) 実験装置及び方法

図 2-15 に示すように、圧力計をマニピュレータの関節 2 と 3 を駆動する油圧シリンダに取り付け、3 自由度の加速度計をマニピュレータの先端部分にボルトで固定した。圧力計で計測した油圧は、油圧シリンダのピストンのキャップ側に添字 a、ヘッド側に b をつけて区別する。関節角の変位はエンコーダで検出し、関節変数を求めた。実験方法は、次の 3 つの条件で行った。

- 1) θ_2 のみを駆動し、 θ_1 は固定。
- 2) θ_1 のみを駆動し、 θ_2 は固定。
- 3) θ_1 と θ_2 の両方を駆動。

関節の運動は、油圧弁への入力信号を矩形波状にして行った。式 (2-37) を用いて実験方法ごとに線形化した運動方程式に、測定した各信号を代入し、動的なパラメータを同定した。

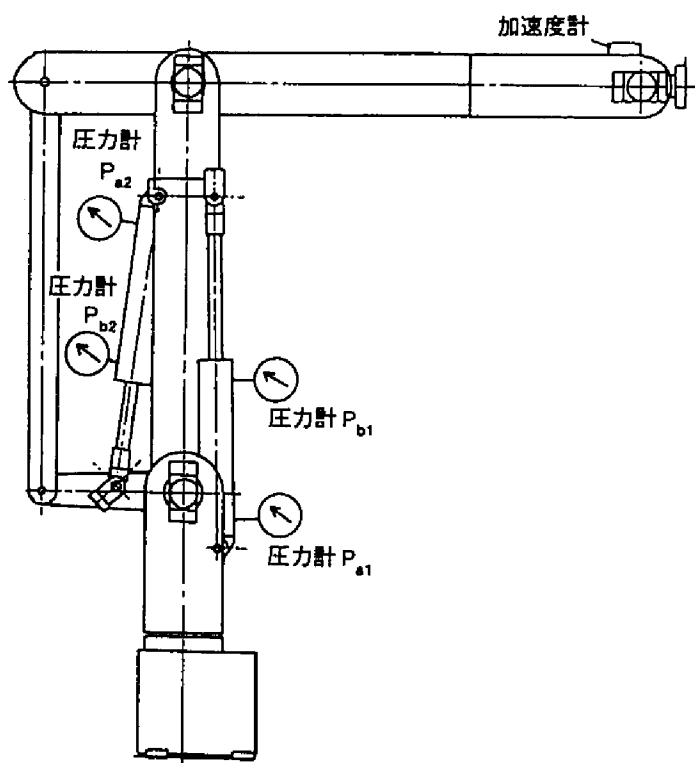


図 2-15 計測器の取付け位置

c) 実験結果及び考察

実験1)の測定結果として、油圧シリンダの圧力変化と関節角の関係の測定結果を図2-16に示す。この図より、関節が油圧シリンダのピストン両側の圧力差により駆動されていることがわかる。このように実験を繰り返して得られた計測結果から、同定したパラメータは表2-3に示すようになった。この同定したパラメータから求めた関節トルクと、計測した油圧シリンダの油圧の変化から求めた関節トルクの関係を図2-17に示す。関節トルクの計算では、関節速度と関節加速度はエンコーダと加速度計の計測値から算出した。

図2-17に観られる関節トルクの5~6 Hzの変動は、油圧ポンプの圧力補償系と油圧サーボ弁の特性による影響である。図2-17の両波形には、加速度の急変時に不一致な所がある。この原因は、図2-16に示すように関節の運動する向きが上昇から下降に変化する場合に、油圧シリンダのキャップ側の圧力に時間遅れが生じるためと考えられる。しかし、関節が実際に運動しているところでは、計算結果が良く一致しており、同定したパラメータの値は正しいと判断される。この結果、油圧シリンダで直接駆動されるマニピュレータの動的なパラメータの同定ができた。また、開発したマニピュレータでは、関節軸での摩擦は玉軸受によりほとん

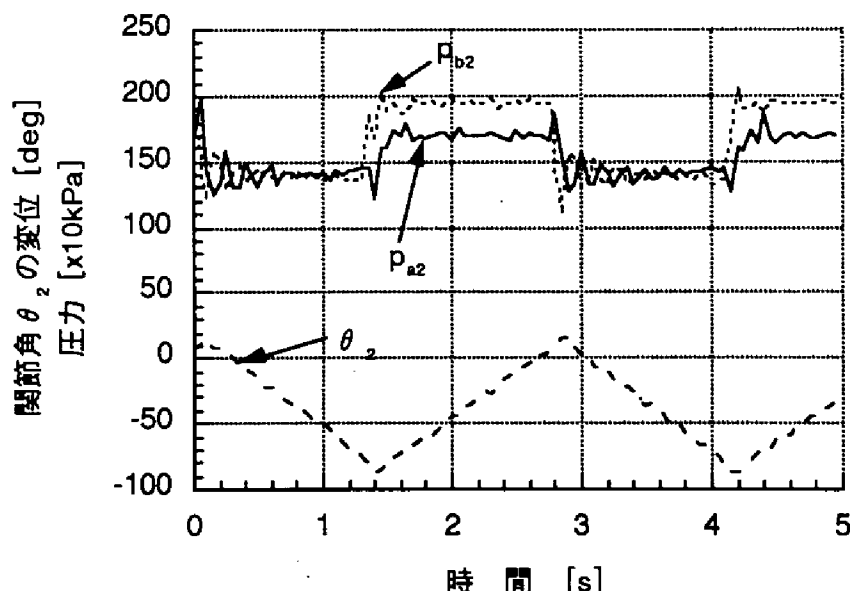


図2-16 測定結果

ど影響しないが、油圧シリンダでのシールやピストンでの粘性摩擦力の影響は大きい
ため、十分に考慮する必要があることが明らかとなった。

表 2 - 3 同定結果

A	$=$	$9.08 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
B	$=$	$5.34 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
D	$=$	$-13.30 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
E	$=$	$10.25 \text{ [kg} \cdot \text{m}]$
F	$=$	$-4.93 \text{ [kg} \cdot \text{m}]$
d_1	$=$	$5123 \text{ [N} \cdot \text{s/m}]$
d_2	$=$	$1483 \text{ [N} \cdot \text{s/m}]$

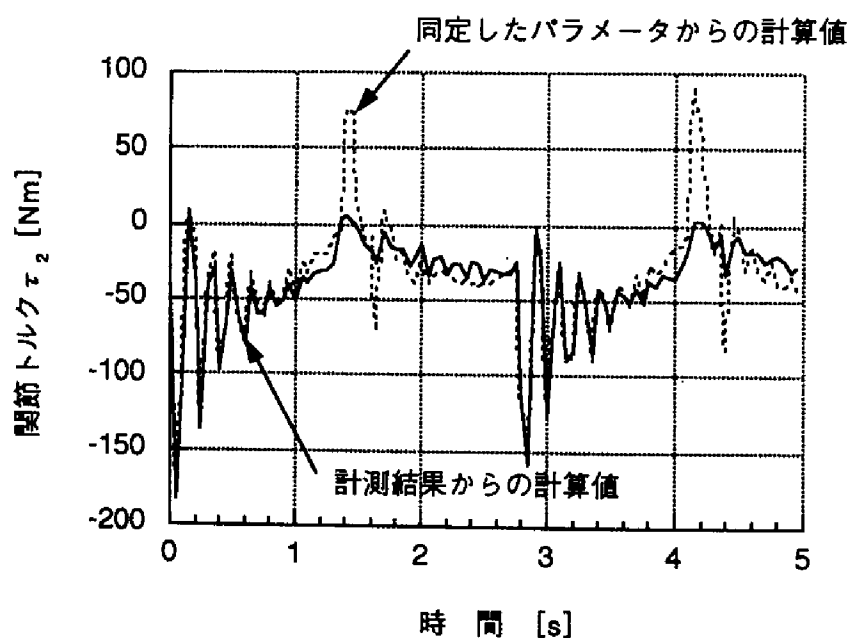


図 2 - 1 7 関節トルクの測定値と計算値

第5節 油圧サーボ弁による位置制御

2. 5. 1 位置制御系

油圧サーボ弁制御の油圧シリンダで駆動される関節1、2及び3の位置制御方法について述べる。使用した直動形油圧サーボ弁では、ドライバ内のサーボ増幅器のドリフトや圧力の変動等により、弁のゼロ点に偏差が生じる。このため、油圧シリンダの位置制御を行うには、油圧シリンダの変位を検出して、所定の位置で停止するようにフィードバック制御を行う必要がある。したがって、次のような位置サーボ系を考案した。

油圧シリンダのピストンロッド変位と関節角の変位の間には、図2-18に示すような非線形性がある。図中の記号は

O：関節軸の中心点

P：リンクと油圧シリンダの連結点

Q：油圧シリンダの支点

x：油圧シリンダのピストンロッド変位（点PとQの間の距離）

l_{OP} 、 l_{OQ} ：点Oからシリンダの2つの点P、Qまでの距離

θ ：関節角

δ ： θ と図に示す角 $\angle POQ$ の差

である。

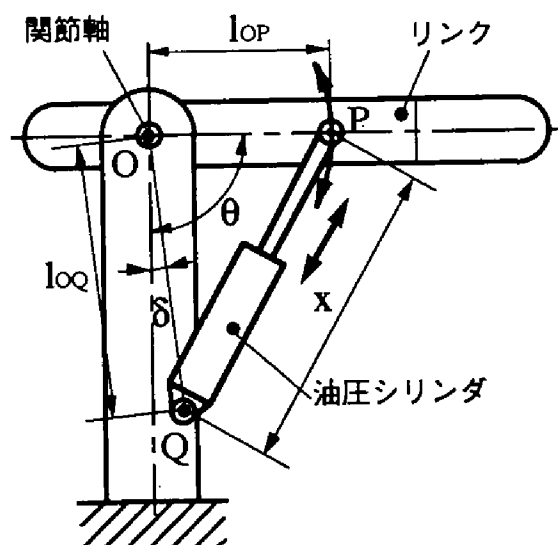


図2-18 油圧シリンダの変位と関節角の関係

この系に対して図2-19の位置制御を行った。

ここで使用した各記号は

E : 入力信号

u : 操作量

q : 油の流量

x_d : x の目標値

a : 油圧シリンダのピストンの有効断面積

\dot{x} : 油圧シリンダのピストンロッドの速度

\dot{x}_d : 油圧シリンダのピストンロッドの目標速度

θ_d : 目標関節角

$\dot{\theta}$: 関節速度

$\dot{\theta}_d$: 目標関節速度

K_i : ゲイン定数 ($i = 1, 2, 3, 4$)

である。

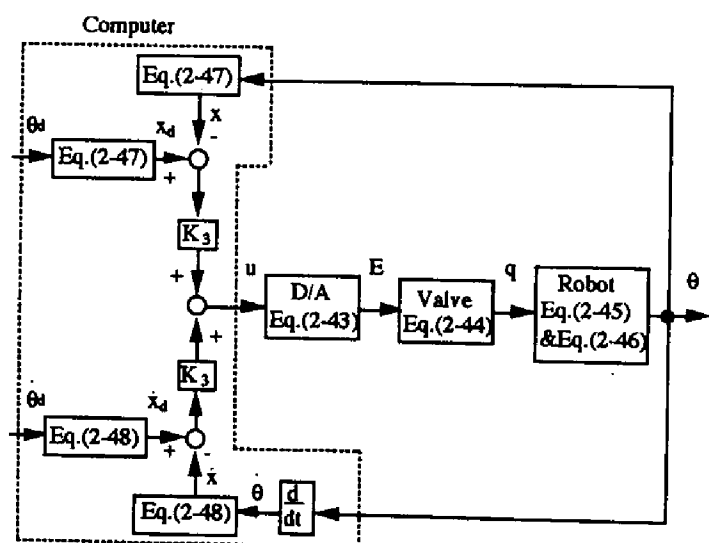


図2-19 油圧サーボ弁での位置制御

これらの記号を用いて、状態変数の関係は

$$E = K_1 u \quad (2-43)$$

$$q = K_2 E \quad (2-44)$$

$$x = \frac{1}{a} \int q dt \quad (2-45)$$

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{l_{OP}^2 + l_{OQ}^2 - x^2}{2l_{OP} \cdot l_{OQ}} \right) - \delta \quad (2-46)$$

$$x = \sqrt{l_{OP}^2 + l_{OQ}^2 - 2l_{OP} \cdot l_{OQ} \cdot \cos(\theta + \delta)} \quad (2-47)$$

$$\dot{x} = \frac{l_{OP} \cdot l_{OQ}}{x} \sin(\theta + \delta) \cdot \dot{\theta} \quad (2-48)$$

$$u = K_3(x_d - x) + K_4(\dot{x}_d - \dot{x}) \quad (2-49)$$

となる。

図2-19中の破線で囲った部分は、コンピュータで処理をする内部システムである。式(2-46)で表されるように、関節角 θ は油圧シリンダの変位 x に対して非線形であるため、 θ から推定した x を制御することで非線形を補償した。 x の推定では実時間の計算量を減らすために、 θ と x の関係を示すマップをあらかじめ作成しておき、コンピュータのメモリに記憶した。

この位置サーボ系では、式(2-49)を制御則として用いて、 x を制御した。 \dot{x} の推定には式(2-48)を用いた。この制御則は、PD動作のフィードバック制御を行うので、モデル化誤差や外乱がある場合でも、その影響を低減することができる。この位置サーボ系を各関節に実施した。

2. 5. 2 軌道制御実験

油圧シリンダ駆動の関節に、考案した位置サーボ系を適用した場合の制御性能を確認するため、関節 1、2 及び 3 の 3 自由度マニピュレータで軌道制御の実験を行った。

実験では、関節角の変位をエンコーダで検出し、そのデータを一旦フロッピディスクに記録した。その後データ処理を行い、指令した関節角と計測した各関節角の誤差、指令したマニピュレータ先端の位置と計測した関節角を用いて順運動学問題を計算して求めた位置との誤差を求め、位置サーボ系の制御性能を明らかにした。

軌道制御実験のため、軌道生成は 2 つの方法で行った⁴⁾。一つは、図 2-20 に示すようにマニピュレータが現在の位置 A から目標の位置 B まで移動する場合、すべての関節角を最も小さく運動させて、目標の位置を実現する方法 1 である。もう一つは、図 2-21 のように現在の位置 A から目標の位置 B まで移動する場合、マニピュレータが直線状の軌跡を描くように関節角を変化させる方法 2 である。

方法 1 による軌道制御では、マニピュレータの手首関節のリンク座標原点 $O_{4,5}$ (図 2-10 を参照) を点 A (270, -470, 210) から点 B (800, 0, 700) までの間を等速運動時間 2 秒、動作の始めと終わりの加減速時間を各 1.0 秒、合計の動作時間 4 秒として、関節速度が台形状になるように軌道を生成して制御した。

方法 2 では、マニピュレータの点 $O_{4,5}$ を点 B (800, 0, 700) から点 C (800, 300, 300) までの間を等速運動時間 8 秒、加減速時間を各 1.0 秒、合計の動作時間 10 秒でマニピュレータの点 $O_{4,5}$ が直線運動を行い、マニピュレータ先端の動作速度が台形状になるように目標の軌道を生成して制御を行った。

試作した油圧マニピュレータは、重量物のハンドリングを目的としているが、適用した位置サーボ系では、マニピュレータ先端の負荷の影響は考慮していない。したがって、マニピュレータ先端に負荷がある場合、負荷の影響があるかどうかを確認するため、実験は無負荷と負荷小 (5.1kg)、負荷中 (11.0kg) 及び負荷大 (21.6kg) の 4 通りの条件で実施した。ここで、負荷は鉄鋼製あるいは黄銅製の円柱で、マニピュレータのハンドを取り付ける部分にボルトで固定した。残り 2 自由度の関節 4 と 5 は $\theta_4 = 0^\circ$ 、 $\theta_5 = 0^\circ$ に固定した状態で実験を行った。

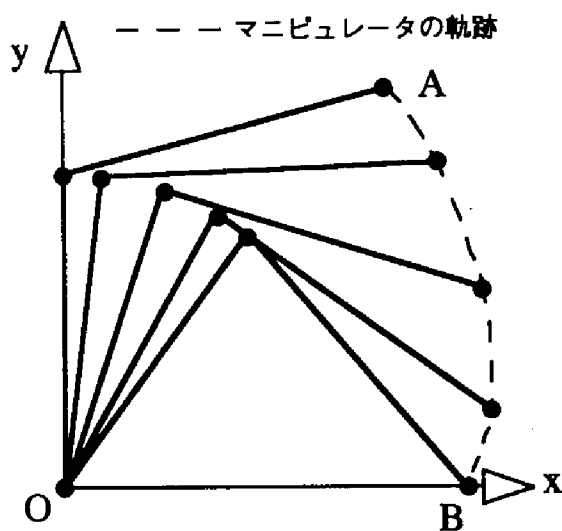


図 2-20 軌道生成の方法 1

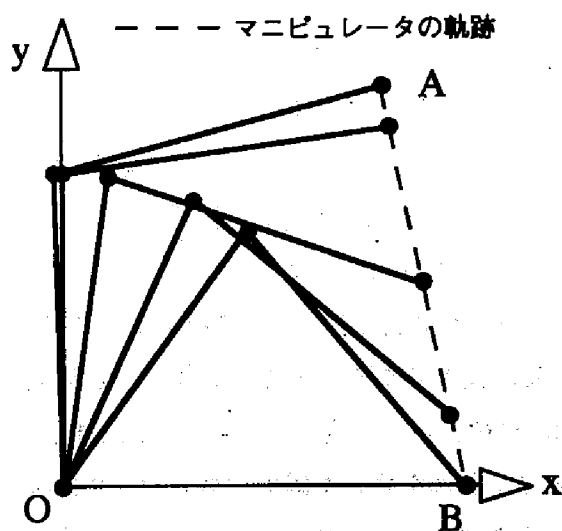


図 2-21 軌道生成の方法 2

2. 5. 3 実験結果及び考察

方法1による実験の結果として、生成した目標の関節角の軌道とエンコーダで測定した関節角の関係を図2-22に示す。図2-22では横軸に時間、縦軸に関節角の変位を表す。また、このときの①指令した関節角と計測した各関節角の最大誤差、②指令したマニピュレータ先端の位置と計測した関節角から順運動学問題を計算して求めた位置との誤差の測定結果を表2-4に示す。表では、マニピュレータが軌道上を動作している間と動作を終えた瞬間の誤差を示す。

方法1では、実時間での計算量が少ないので、サンプリング時間を20msと短くできた。負荷がある場合でも、図2-22に示すように、滑らかに目標関節角に追従することが確認できた。この結果、マニピュレータが軌道上を動作している間の指令した関節角と計測した各関節角の最大誤差は、負荷大(21.6kg)がある場合で、関節1で 1.14° 、関節2で 0.53° 、関節3で 1.05° で、マニピュレータの位置では18.1mmであった。また、動作を終えた瞬間の誤差は、関節1で 0.44° 、関節2で 0.09° 、関節3で 0.18° で、マニピュレータの位置で誤差6.4mmであった。この結果から、指令した関節角と計測した関節角の誤差は、負荷の有無にかかわらずほぼ一定であった。

方法2による実験の結果として、生成した目標の直線軌道と計測した関節角から計算で求めたマニピュレータの軌跡を図2-23に示す。また、方法1の結果と同様に、このときの①指令した関節角と計測した各関節角の最大誤差、②指令したマニピュレータ先端の位置と計測した関節角から順運動学問題を計算して求めた位置との誤差の測定結果を表2-5に示す。方法2では、サンプリングごとに逆運動学問題を解くため、実時間での計算量が多くサンプリング時間が100msとなり、方法1より長くなった。このため、図2-23に示すように目標の軌道に対して周期的に誤差が生じ、負荷が大きくなると誤差が大きくなる傾向があった。しかし、実験で求めた誤差では、負荷大がある場合で、軌道上を動作している間で目標軌道との最大誤差32.8mmで、動作を終えた瞬間の誤差は7.8mmであった。

以上の実験結果で生じている誤差をエンコーダの分解能($0.0879^{\circ}/\text{pulse}$)で考えると、動作している間で最大19パルス($\approx 1.67/0.00879$)、動作を終えた瞬間で最大7パルス($\approx 0.62/0.00879$)であった。このため、誤差の大きな要因は、エンコーダの分解能が低いためと考えられる。しかし、得られた制御性能は、重量物を取扱う農業用マニピュレータとして実用上十分であると考えられる。

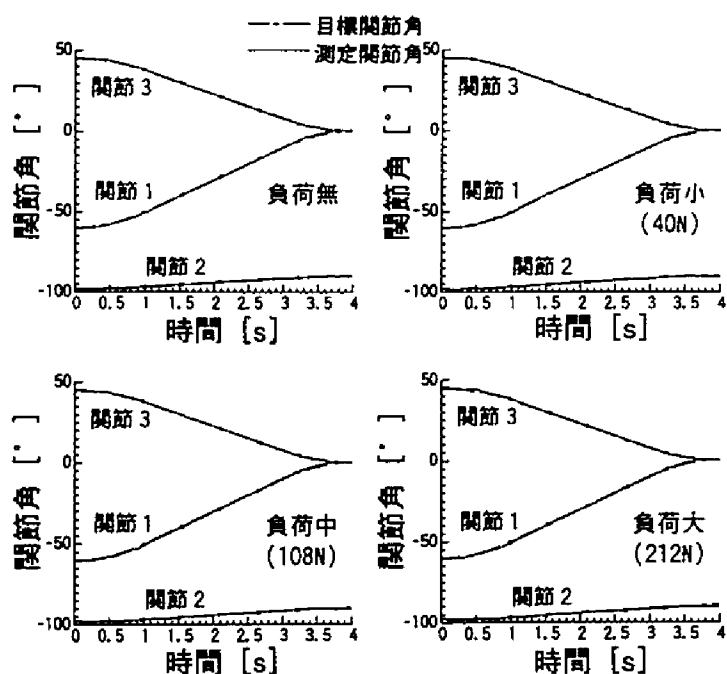


図2-22 方法1による各関節角の軌跡

表2-4 方法1による軌道制御の結果

項 目		①			②
		関節1 [°]	関節2 [°]	関節3 [°]	
負荷 [kg]	動作時	1.05	0.62	0.44	15.6
	終了時	0.44	0.18	0.18	6.5
小 (5.1)	動作時	0.97	0.53	0.44	14.6
	終了時	0.44	0.18	0.09	6.6
中 (11.0)	動作時	1.05	0.53	0.70	15.2
	終了時	0.44	0.18	0.18	6.5
大 (21.6)	動作時	1.14	0.53	1.05	18.1
	終了時	0.44	0.09	0.18	6.4

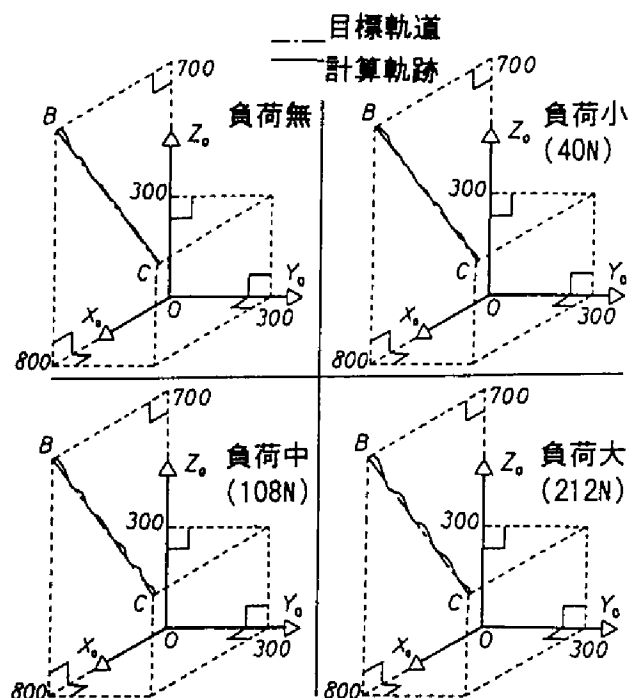


図 2-23 方法 2 によるマニピュレータの軌跡

表 2-5 方法 2 による軌道制御の結果

項 目		①			②
		関節 1 [°]	関節 2 [°]	関節 3 [°]	
負荷 [kg]	動作時	0.70	0.62	1.49	29.1
	終了時	0.53	0.35	0.35	11.1
小 (5.1)	動作時	0.79	0.62	1.41	25.0
	終了時	0.44	0.44	0.35	11.5
中 (11.0)	動作時	0.70	0.70	1.50	27.8
	終了時	0.62	0.35	0.26	8.8
大 (21.6)	動作時	0.70	0.79	1.67	32.8
	終了時	0.62	0.18	0	7.8

第6節 油圧比例制御弁による位置制御

2. 6. 1 油圧比例制御弁の特性

関節4と5を駆動する2つの油圧アクチュエータは、油圧比例制御弁で制御される。このため、関節4と5の位置制御を行うには、油圧比例制御弁の特性が重要である。したがって、油圧比例制御弁の特性を実験により求めた。

油圧比例制御弁の静特性として、指令した電圧に対する油の流量の関係を図2-24に示す。流量は、関節5の油圧シリンダに負荷がない状態で、指令電圧をステップ状に入力したときのピストンロッドの動作速度とピストンの有効断面積から求めた。この実験の結果、供試した油圧比例制御弁は不感帯を持ち、指令電圧3.1V以下では油を流さないものと考えられる。また、指令電圧3.1Vから3.5Vまでの範囲では、流量との関係は線形として扱えることがわかる。関節4の油圧比例制御弁についても同様の特性が得られた。したがって、油圧比例制御弁への指令電圧は、下限3.1Vから上限3.5Vの範囲になるようにソフトウェアで操作した。なお、アクチュエータは、指令電圧3.5V時の油の流量で十分な速度で駆動が可能であった。

次に油圧比例制御弁の動特性として、指令電圧に対する油圧の応答性能を確認した。油圧弁では、指令電圧の入力に対して動作遅れが生じる。本研究では、この動作遅れをステップ応答によりむだ時間として取扱う⁹⁾。図2-25は関節5の油圧比例制御弁に指令電圧を入力してから油圧シリンダのボトム側の圧力 p_{as} の応答を測定したものである。これより油圧比例制御弁では少なくとも0.1秒程度の時間遅れを持つことがわかる。これは主にスプールの動作遅れとリレーの切替時間に起因すると考えられる。

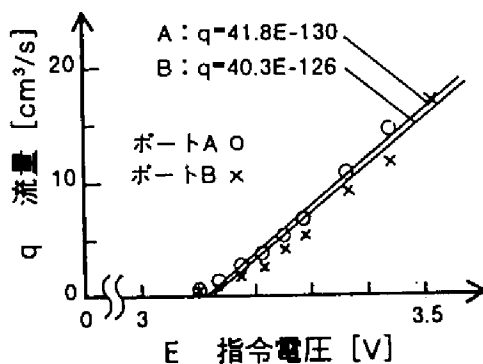


図2-24 油圧比例弁の静特性

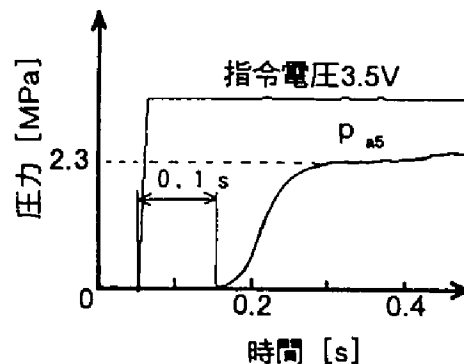


図2-25 油圧比例弁の動特性

2. 6. 2 油圧システムの動特性

図2-26に関節4と5の油圧駆動システムの解析モデルを示す。

ここで用いる各記号は

u_i : 操作量 [無次元]

E_i : 入力される指令電圧 [V]

x_i : スプールの変位 [mm]

p_{a_i} : 油圧シリンダのキャップ側の油圧 [Pa]

p_{b_i} : 油圧シリンダのヘッド側の油圧 [Pa]

p_i : アクチュエータのピストンまたはベーン両端における
 p_{a_i} と p_{b_i} の差 [Pa]

q_i : 油の流量 [m^3/s]

η_4 : 油圧揺動形アクチュエータのベーンの1Pa当たりの
理論発生トルク [Nm/Pa]

a_4 : 油圧揺動形アクチュエータの1rad当たりの
理論押しのけ容積 [m^3/rad]

a_{a_5} : 油圧シリンダのキャップ側有効断面積 [m^2]

a_{b_5} : 油圧シリンダのヘッド側有効断面積 [m^2]

V_i : アクチュエータ内の油のとじ込み全体積 [m^3]

d_i : アクチュエータ内のシール部での等価粘性摩擦係数 [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$]

K_{DAi} : D/A変換器の分解能 [$\text{V}/1$]

λ : 弁の動作遅れ時間 ($=0.1 \text{ s}$)

K_{Si} : 弁のドライバの比例ゲイン [mm/V]

μ_i : 圧力増幅率 [Pa/mm]

γ_i : 流量増幅率 [$\text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$]

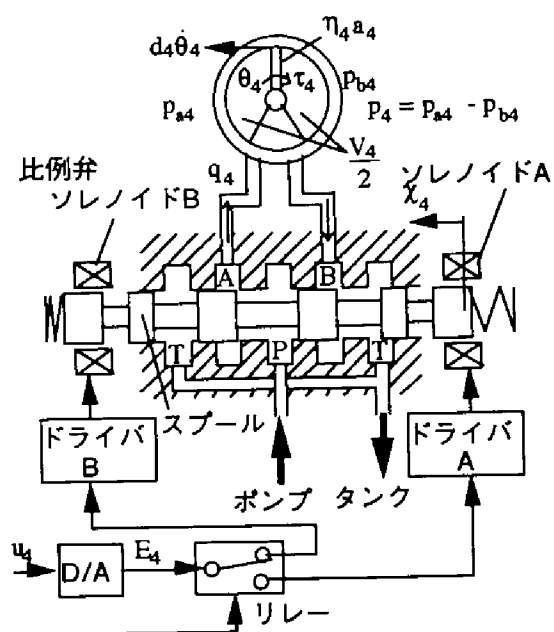
$H_5(\theta_5)$: シリンダ速度 \dot{x}_5 と関節速度 $\dot{\theta}_5$ の関係を表すリンクゲイン [m]

($H_5(\theta_5) = \dot{x}_5 / \dot{\theta}_5$ 、2. 4. 2の式(2-29)を参照)

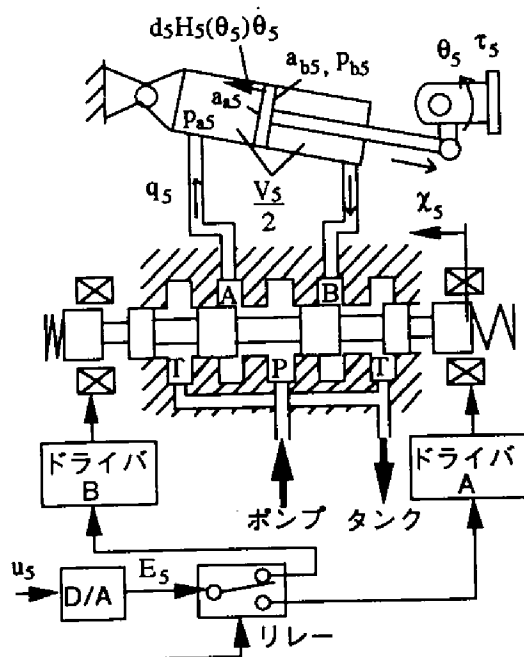
β : 油の圧縮率 [Pa^{-1}]

である。

図2-26では、ベーンまたはピストンが中央付近にあって、油のとじ込み体積がアクチュエータ両端で等しい $V_i/2$ の場合を示す。



a) 関節 4



b) 関節 5

図 2-26 油圧駆動システムの解析モデル

このモデルから、油圧システムの動特性を考慮し、時刻 t 秒の操作量により油圧アクチュエータが発生する関節トルク $\tau_{45}(t) = [u_4(t), u_5(t)]^T$ を求める¹⁰⁾。

なお、制御系を簡単にするために、関節 5 の油圧シリンダの有効断面積は $a_{a5} = a_{b5} = a_5$ とした。

$$E_i(t) = K_{DAi} \cdot |u_i(t)| \quad (2-50)$$

$$\chi_i(t) = \text{sgn}(u_i(t - \lambda)) \cdot K_{Si} \cdot E_i(t - \lambda) \quad (2-51)$$

$$p_i(t) = u_i \cdot \chi_i(t) - \gamma_i \cdot q_i(t) \quad (2-52)$$

$$p_i(t) = p_{ai}(t) - p_{bi}(t) \quad (2-53)$$

$$q_4(t) = a_4 \cdot \dot{\theta}_4(t) + \frac{\beta V_4}{2} \cdot \dot{p}_4(t) \quad (\text{関節 4}) \quad (2-54)$$

$$q_5(t) = a_5 H_5(\theta_5(t)) \cdot \dot{\theta}_5(t) + \frac{\beta V_5}{2} \cdot \dot{p}_5(t) \quad (\text{関節 5}) \quad (2-55)$$

$$\tau_4 = \eta_4 \cdot p_4(t) - d_4 \cdot \dot{\theta}_4(t) \quad (\text{関節 4}) \quad (2-56)$$

$$\tau_5 = H_5(\theta_5(t)) \cdot (a_5 \cdot p_5(t) - d_5 \cdot H_5(\theta_5(t)) \cdot \dot{\theta}_5(t)) \quad (\text{関節 5}) \quad (2-57)$$

ここで

$\text{sgn}(u_i(t))$: 符号関数

である。

簡単化のため、作動油の圧縮性は無視できるもの ($\beta = 0$) とする。

以上から油圧比例制御弁と油圧アクチュエータの動特性を考慮し、入力関節の目標角度 $\theta_{di}(t)$ とした場合のブロック線図を図 2-27 に示す。

図 2-27 の系における運動方程式 (2-23) と (2-24) (第 4 節参照)、式 (2-50) から (2-57) までは簡単にと

$$\begin{aligned}
 & K_{45}(\theta(t)) \cdot u(t-\lambda) \\
 &= M_{45}(\theta(t)) \cdot \ddot{\theta}(t) + h_{45}(\theta(t), \dot{\theta}(t)) + g_{45}(\theta(t)) + d_{45}(\theta(t)) \cdot \dot{\theta}(t) \\
 &= M_{45}(\theta(t)) \cdot \ddot{\theta}(t) + \hat{h}_{45}(\theta(t), \dot{\theta}(t)) + g_{45}(\theta(t))
 \end{aligned} \quad (2-58)$$

となる。ここで

$$\hat{h}_{45}(\theta(t), \dot{\theta}(t)) = h_{45}(\theta(t), \dot{\theta}(t)) + d_{45}(\theta(t)) \cdot \dot{\theta}(t) \quad (2-59)$$

$$K_{45}(\theta(t)) = \begin{bmatrix} \eta_4 \mu_4 K_{S4} K_{DA4} & 0 \\ 0 & a_5 \mu_5 H_5(\theta_5(t)) K_{S5} K_{DA5} \end{bmatrix} \quad (2-60)$$

$$d_{45}(\theta(t)) = \begin{bmatrix} \eta_4 \gamma_4 a_4 + d_4 \\ a_5^2 \gamma_5 H_5^2(\theta_5(t)) + d_5 H_5^2(\theta_5(t)) \end{bmatrix} \quad (2-61)$$

である。

よって、式 (2-58) のように弁の動作遅れ λ 秒を操作量 u の時間遅れとして表すことができる。

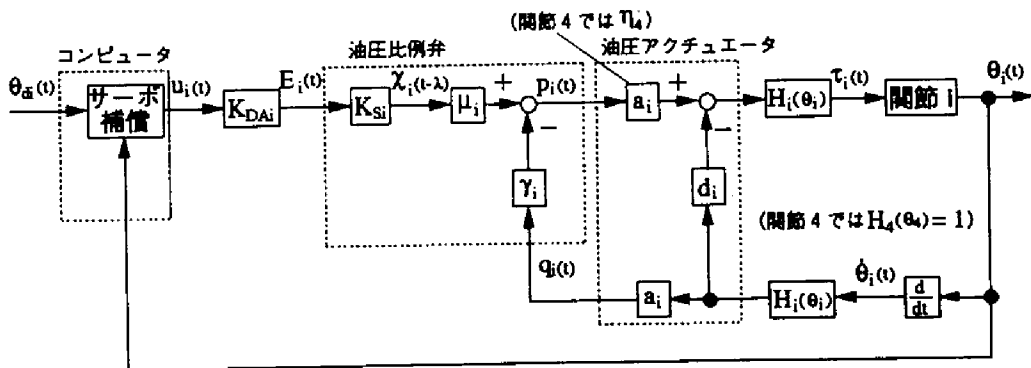


図 2-27 駆動システムのブロック線図

2. 6. 3 位置制御

図2-28に関節4と5に実施した制御系のブロック線図を示す。時刻 t 秒の目標の関節角、関節速度及び関節加速度をそれぞれ $\theta_d(t)$ 、 $\dot{\theta}_d(t)$ 及び $\ddot{\theta}_d(t)$ とする。ここで、前述した操作量の時間遅れ λ 秒を考慮し、コンピュータ内で時刻 t 秒に入力される関節角、関節速度及び関節加速度をそれぞれ λ 秒進んだ

$$\begin{aligned}\theta_d(t) &= \hat{\theta}_d(t+\lambda) \\ \dot{\theta}_d(t) &= \hat{\dot{\theta}}_d(t+\lambda) \\ \ddot{\theta}_d(t) &= \hat{\ddot{\theta}}_d(t+\lambda)\end{aligned}\quad (2-62)$$

とする。これにより、2. 6. 1で述べた弁の動作遅れを入力のむだ時間として取扱って補償する。

また、関節のアクチュエータは取付けスペースの制約上、必要最小トルクを発生する小形のアクチュエータであるために、マニピュレータが取扱う負荷の質量により受ける影響が異なる。これに対処するために、重力による影響を補償した。ここで重力補償を行うには、あらかじめ負荷の質量を測定する必要があるが、この問題についてはハンドで測定する。これについて詳しくは第4章で述べる。

各時刻における重力項の補償は、測定した関節変数から算出することが望ましいが、実時間制御を行うには計算量が増大するため、目標関節変数からあらかじめ計算をして求めた。

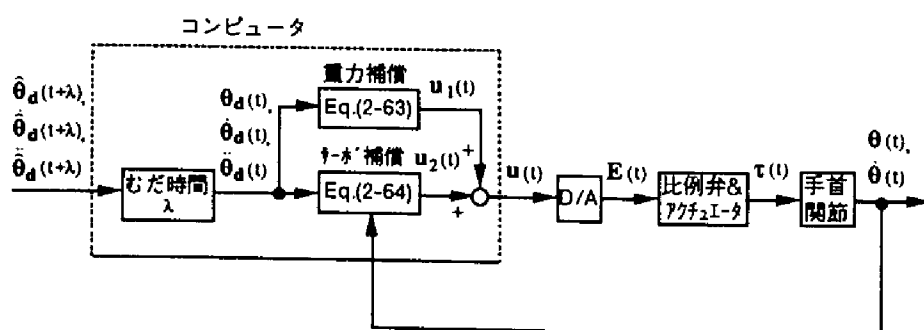


図2-28 関節4と5の位置サーボ系

重力項を補償するための操作量を u_1 とすると

$$u_1(t) = K_{45}^{-1}(t) \cdot g_{45}(\theta_d(t)) \quad (2-63)$$

となる。

さらにサーボ補償としては位置と速度のフィードバック u_2 を行った。

$$u_2(t) = \ddot{\theta}_d(t) + K_p \cdot (\theta_d(t) - \theta(t)) + K_v \cdot (\dot{\theta}_d(t) - \dot{\theta}(t)) \quad (2-64)$$

ここで、 K_p 、 K_v は比例ゲインであり、実験により適当な値を求めた。以上から制御則として次式を用いた。

$$\begin{aligned} u(t) &= u_1(t) + u_2(t) \\ &= K_{45}^{-1}(t) \cdot g_{45}(\theta_d(t)) + \ddot{\theta}_d(t) + K_p \cdot (\theta_d(t) - \theta(t)) + K_v \cdot (\dot{\theta}_d(t) - \dot{\theta}(t)) \end{aligned} \quad (2-65)$$

なお実験では、負荷の影響としては、表2-6に示す3種類の質量と慣性を持つ鉄鋼及び黄銅製の円柱を用い、マニピュレータのハンド取り付け部分にボルトで固定した。

表2-6 負荷の質量と慣性

種 類		小	中	大
質 量		5.1	11.0	21.6
慣 性	\hat{I}_{Exx}	0.09	1.71	0.76
	\hat{I}_{Eyy}	0.02	0.05	0.45
	\hat{I}_{Ezz}	0.09	1.71	0.76

(単位：質量 [kg]、慣性 [kg・m²])

2. 6. 4 実験結果及び考察

a) 繰返し誤差

図2-28の位置サーボ系を適用した場合の所定の位置での関節角の誤差を確認するために、次のような条件で関節4と5を繰返し駆動して、指令した関節角と計測した関節角の誤差を測定する実験を行った。関節4では関節角を 90° から -45° まで、関節5では 40° から -30° まで20回繰返し関節を駆動して、関節角の目標位置から停止位置を差し引いた値を誤差として求めた。本実験では制御則の式(2-65)中の目標の関節速度 $\dot{\theta}_{d(i)}$ 及び関節加速度 $\ddot{\theta}_{d(i)}$ を共に0とし、制御のサンプリング周期 Δt は20msとした。

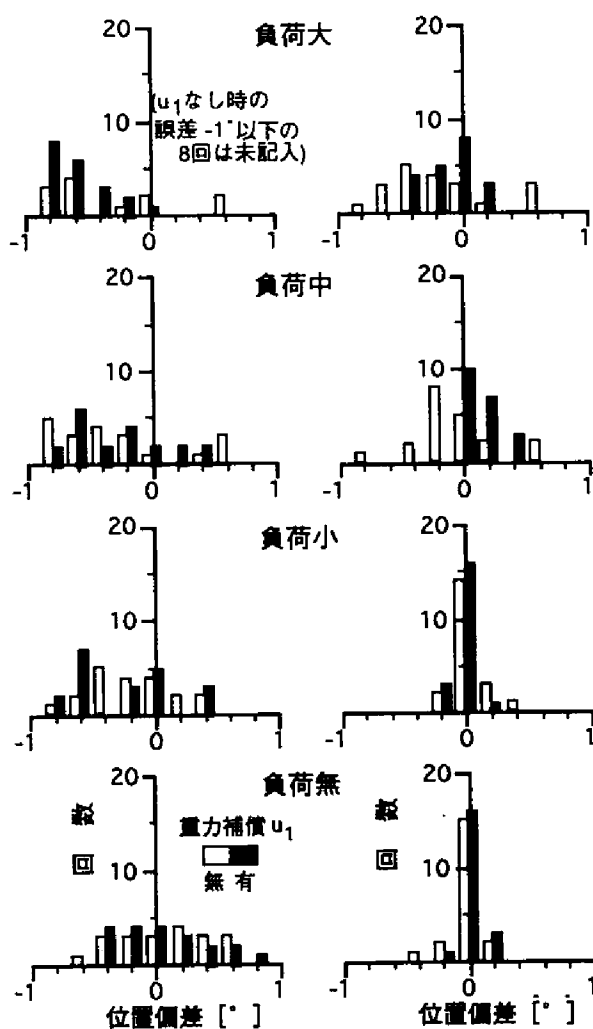
したがって、油圧比例制御弁の動作遅れを考慮して入力する関節角は、5ステップ先($\lambda/\Delta t=0.1/0.02=5$)の情報を用いた。重力補償の有効性を確認するために、重力補償のない場合とある場合について同様の実験を行った。停止位置としては、目標位置をステップ入力として制御開始後2秒後の位置をとっている。実験では、表2-6に示すおもりを用いて、無負荷と負荷小(5.1kg)、負荷中(11.0kg)及び負荷大(21.6kg)の4通りの条件で実施した。

図2-29は、この位置誤差のヒストグラムで、横軸に関節角の誤差、縦軸に回数を表す。実験は、関節1、2及び3をそれぞれ 0° 、 -90° 及び 45° に固定した状態で、関節4と5を同時に駆動し、エンコーダで関節角を計測した。

図2-29から油圧揺動形アクチュエータ駆動の関節4では、停止位置は負荷が大きくなると負側へ移動する傾向(目標停止位置よりも手前で止まる傾向)がみられたが、ほとんど影響はないといえる。重力補償の有無による差は、負荷中まではあまり差が見られなかったが、重力補償がない負荷大では偏差 -1° を越えることが20回中8回あった。これより位置制御で行っている負荷の重力補償が有効であると考えられる。関節角の誤差の範囲は重力補償がある場合は $\pm 0.9^{\circ}$ であり、実用上問題ないと考えられる。

油圧シリンダ駆動の関節5では、重力補償のない場合は負荷の中と大で停止位置がばらつく傾向が見られた。しかし、重力補償のある場合では、安定して制御を行うことが可能で誤差の範囲も $\pm 0.5^{\circ}$ で、関節4よりも誤差が小さかった。これは、アクチュエータ内のシール、パッキンあるいはピストンでの油漏れが揺動形アクチュエータの方がシリンダに比べて大きく、このため本研究ではシール等での等価粘性摩擦係数 d_4 を一定と見なしているが、内部漏れの影響によりこの d_4 が変動し、そ

の影響が生じたものと考えられる。この実験の結果、油圧比例制御弁で制御を行った場合には、油圧シリンダで駆動される関節5の方が正確な位置制御を安定して行えると考えられる。



a) 関節4

b) 関節5

図2-29 所定の位置での関節角の誤差

b) 軌道制御

目標軌道に追従して関節を駆動する実験を、油圧比例制御弁で制御される関節 4 と 5 で行った。一般に油圧比例制御弁は、油圧サーボ弁と比べて制御性能が低いいため、軌道制御は困難である。目標軌道は、台形状パターンに関節速度をとる方法を用い、関節 4 では 45° から -45° まで、関節 5 では 30° から -30° まで加減速時間を各 0.8 秒、等速運動時間 2.4 秒、合計の動作時間 4 秒で目標位置に到達するように生成した。負荷による影響、他関節の姿勢及び制御のサンプリング周期については a) の繰返し誤差の実験と同様の条件で、重力補償がある場合について行った。このような条件で関節 4 と 5 で軌道制御した際の関節角 4 と 5 の軌跡について、それぞれ図 2-30 と 2-31 に示す。図では横軸に時間、縦軸に関節角を表し、実線は目標軌道となる関節角、破線は計測した関節角の軌跡を表す。また、関節が動作をしている間と動作を終えた瞬間の関節角の誤差を表 2-7 に示す。関節角の誤差は、指令した関節角とエンコーダで計測した関節角の差である。

油圧比例制御弁の動作遅れの影響については、入力のみだ時間として考慮しているので、図 2-30 と 2-31 のように目標軌道と軌跡の間に大きな定常偏差を生じることなく制御が行えた。

負荷の影響について考察すると、関節 4 と 5 の両方とも運動の始めと終わりの加減速区間 0.8 秒間において誤差が若干現れているが、等速運動時には振動的な誤差はほとんど生じていない。関節 5 の負荷大の場合には、等速運動時に振動的な誤差が見受けられるが、これは慣性項などの影響が現れたためと考えられる。

アクチュエータによる制御性能の違いは、油圧揺動形アクチュエータで駆動した関節 4 では加減速時に負荷の影響により、軌道から外れ易く、オーバーシュートが大きく生じる結果となった。よって、油圧比例制御弁による軌道制御を行った場合には、油圧シリンダ駆動の関節 5の方が安定して行えると考えられる。

表 2-7 から軌道制御により動作している間の最大誤差は関節 4 で 5.79° (負荷中の時)、関節 5 で 2.81° (負荷大の時) であり、第 5 節で述べた油圧サーボ弁で制御された関節 1 の最大誤差 1.14° と比較するとやはり大きい。しかし、動作を終えた瞬間の誤差は、それぞれ 0.82° (負荷小の時) と 0.50° (負荷中の時) であり、油圧サーボ弁制御の場合と比較して同程度で、実用上十分な性能が得られた。

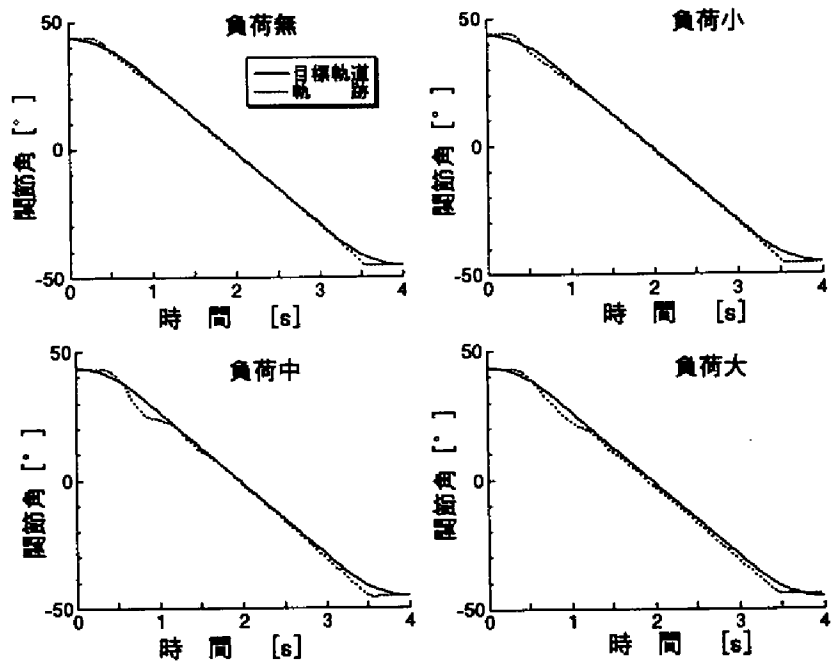


図 2 - 3 0 関節 4 の軌跡

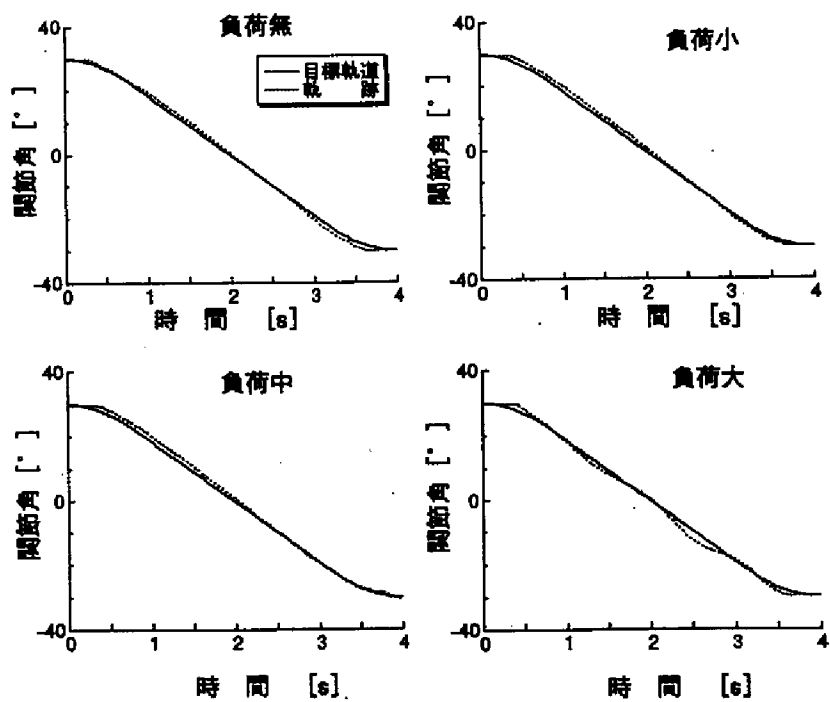


図 2 - 3 1 関節 5 の軌跡

表 2-7 軌道制御実験の結果

負 荷 [kg] \ 関 節		4 [°]	5 [°]
無 (0)	運動時	3.56	1.16
	終了時	0.53	0.32
小 (5.1)	運動時	3.85	- 1.76
	終了時	0.82	- 0.03
中 (11.0)	運動時	5.79	- 1.90
	終了時	0.44	0.50
大 (21.6)	運動時	4.00	2.81
	終了時	- 0.70	- 0.30

第7節 まとめ

ほ場でスイカのような重量物を取扱う農業用ロボットのためのマニピュレータとして、大きな可搬重量を有して重量物を持上げることができ、エンジンからの動力変換が容易な油圧駆動式が有利と考え、関節4の1自由度を除き、油圧シリンダで直接駆動される5自由度油圧マニピュレータを試作し、制御性能を確認するための実験を行った。本章の主な内容と結果は、以下のとおりである。

- 1) 試作した油圧マニピュレータの運動学的解析と動力学的解析を行った。
- 2) マニピュレータは本体質量95kgで、負荷212N (21.6kg) を持上げることが可能であった。
- 3) 油圧サーボ弁で制御される3つの関節には、油圧シリンダのピストンロッド変位と関節角の関係を示すマップを利用して、シリンダとリンクによる非線形を補償した位置制御を実施し、油圧マニピュレータの軌道制御を実時間で実現した。

4) 油圧サーボ弁制御の3関節で、2つの軌道制御実験を行った。一つは各関節角の最小変位で目標の位置を実現する軌道制御、もう一つはマニピュレータが直線状の軌跡を描くような軌道制御である。

この実験結果、関節角の最小変位で目標位置を実現する軌道制御では、負荷21.6kgがある場合で、動作時の指令した関節角と計測した関節角の最大誤差は関節1で 1.14° 、関節2で 0.53° 、関節3で 1.05° であった。軌道制御を終えた瞬間のマニピュレータの位置では、指令した位置と計測した関節角から計算した位置の誤差は6.4mmであった。

マニピュレータが直線状の軌跡を描く軌道制御では、負荷21.6kgがある場合で、動作時の指令した軌道と計測した関節角から求めた軌跡の最大誤差は32.8mmで、動作を終えた瞬間の誤差は7.8mmであった。

5) 油圧比例制御弁で制御される2つの関節には、弁の動作遅れと負荷の重力の影響を考慮した位置制御を実施した。負荷の影響を考慮するため、目標関節変数を用いて運動方程式から重力項を算出し、フィードフォワード制御により重力項の補償を行った。

6) 油圧比例弁制御の2関節で、繰返し誤差の測定と軌道制御実験を行った。

この結果、指令した関節角と計測した関節角から求めた繰返し誤差は、関節4で $\pm 0.9^{\circ}$ 以内、関節5で $\pm 0.5^{\circ}$ 以内であり、正確な位置制御が行えた。軌道制御の実験では、負荷が存在する場合で、動作時の指令した関節角と計測した関節角の最大誤差が関節4で 5.79° 、関節5で 2.81° であり、動作を終えた瞬間ではそれぞれ 0.82° と 0.50° と良好な制御性能が得られた。また、油圧シリンダと油圧揺動形アクチュエータでは、油圧比例制御弁による制御性能を比較した結果、シリンダの方が安定した制御を行えた。

以上の結果、試作した油圧マニピュレータは、本体質量95kgで手先負荷212Nの場合でも実時間で軌道制御が可能であることを明らかにした、これにより、重量物を取扱う農業用ロボットとして油圧マニピュレータが有効であることを確認した。また、単機能で安価な油圧比例制御弁による油圧サーボシステムで、高い精度で位置制御が可能であった。これにより、農業用油圧ロボットの低コスト化の可能性を示した。

参考文献

- 1) 並河 清, 梅田幹雄, 飯田訓久: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第1報), 農業機械学会誌, 56 (4), 67 - 74, 1994
- 2) 飯田訓久, 梅田幹雄, 並河 清: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第2報), 農業機械学会誌, 57 (4), 59 - 66, 1995
- 3) 新版機械工学便覧エンジニアリング編 C4 - メカトロニクス, 日本機械学会, C4 - 88, 1990
- 4) 吉川恒夫: ロボット制御基礎論, コロナ社, 1988
- 5) Nakamura, Yoshihiko: ADVANCED ROBOTICS - Redundancy and Optimization -, Addison-Wesley Publishing Co., 205 - 227, 1991
- 6) 川崎晴久, 西村国俊: マニピュレータのパラメータ同定, 計測自動制御学会論文集, 22 (1), 76 - 83, 1986
- 7) Iida, M., M. Umeda, K. Namikawa: Development of agricultural hydraulic manipulator (Part I), Proceedings of ICAMPE, 820 - 829, 1993
- 8) 森田孝司, 坂和愛幸: パワーショベルのモデリングと制御, 計測自動制御学会論文集, 22 (1), 69 - 75, 1986
- 9) 則次俊郎, 和田 力, 伴野順一: 電空制御弁の動作遅れを考慮した空気圧サーボ系の最適制御, 計測自動制御学会論文集, 24 (5), 58 - 65, 1988
- 10) 岡田養二, 長坂長彦: サーボアクチュエータとその制御, コロナ社, 166 - 179, 1985

第3章 スイカ収穫用ハンド

第1節 はじめに

スイカの収穫作業は、広いほ場で大きくて重い果実を一つ一つ持ち上げて運搬する重労働である。このため、スイカ収穫用の農業ロボットの開発が望まれている。ロボットでスイカを収穫するためには、果実を把持するハンドが必要である。そこで、蔓の切断等の軽作業は手作業で行うことを前提とし、果実を把持して持ち上げるスイカ収穫用ハンドの開発を目的として研究を行った。

果実収穫用ハンドの研究では、回転するリング状カッタや往復する刃を用いて果実を離脱して収穫する方法、電気モータや空気圧式人工筋肉等で駆動されるメカニカルハンドで果実を把持する方法、真空ポンプと吸着パッドにより果実を吸い付けて収穫する方法が報告されている^{1)~9)}。しかし、これらはトマトや柑橘類等の比較的軽量の果実の収穫を対象としたものであった。したがって、重いスイカを収穫するハンドとして3種類のグリップバを試作した。

まず最初に、油圧シリンダとプルワイヤで駆動される4本のフィンガで果実を把持するグリップバ1号機を試作した¹⁰⁾。このグリップバは、果実を傷めないため、フィンガ先端に空気パッドを持つ。次に、ほ場で果実を収穫する場合に蔓や葉と一緒に把持しないため、幅の細いフィンガを持つグリップバ2号機¹¹⁾を試作した。このグリップバは1号機と同様の方法で駆動される。この2つのグリップバの把持性能を調査した結果から、セルフ・ロック方式のグリップバ3号機¹²⁾を試作した。グリップバ3号機は、フィンガで果皮をなぞりながら蔓や葉を押し分け、あらかじめ蔓が切断された果実を包み込むようにして把持をする。一旦果実を把持すれば、果実とフィンガの間の摩擦力によって安定した把持が可能となる。果実を放す場合は、フィンガに通されたプルワイヤを油圧シリンダで引張り、フィンガを開く。

本章では、まずグリップバの仕様を決定するために行ったスイカ果実の形状と力学特性の測定結果について述べる。次に、その結果に基づき、試作した3種類のグリップバについて、その機構、制御方法及び把持性能について簡単に述べる。グリップバ3号機の収穫性能評価では、二つの室内実験を行った。一つはグリップバと果実の位置偏差に対する収穫許容範囲を測定した。もう一つは収穫時の果実の損傷の有無を考察するため、フィンガと果実の最大接触応力を測定した。なお、ほ場でのスイカ収穫実験については、次章で述べる。

第2節 スイカ果実の形状及び力学特性

スイカ果実の形状測定は、京都大学農学部附属高槻農場において栽培されたスイカを対象に行った。スイカの品種は甘泉であった。その測定結果を表3-1に示す。表中の球形指数は、果実の蔓の位置を北極点とした場合の経線方向の半径と赤道方向の半径の比を表す。この結果、果実は球形とみなせることが確認できた。したがって、グリッパの仕様は、最大質量13kgで直径180～300mmの球形の果実を把持できることとした。

果実の力学特性を調べるために、一軸圧縮試験機（サン社製CR-2000）とレーザー変位計を用いて、一軸圧縮実験を行った。測定項目は、スイカ果皮の応力とひずみの関係、縦弾性係数及びポアソン比である。図3-1に試験装置を示す。

試料は、スイカの果皮部を直径10mm、高さ11mmの円柱形に切り出した。これを直径30mmの感圧軸で押さえ、試料の設置台を速度0.2mm/sで上方に移動して圧縮した。圧縮力は試験機内のロードセルで検出し、縦方向の変形量はレーザー変位計A（キーエンス社製LB-040）で、横方向の変形量はレーザー変位計B（キーエンス社製LS-3060）で測定した。使用したレーザー変位計AとBの測定分解能は、それぞれ2mmと0.1mmである。圧縮試験の様子を図3-2に示す。

表3-1 スイカ果実の形状

	直 径 [mm]	質 量 [kg]	球形指数
最 大	302	12.9	1.09
最 小	181	3.85	0.98
平 均	239	7.24	1.03
標準偏差	14.3	1.33	0.02

(総数：111個)

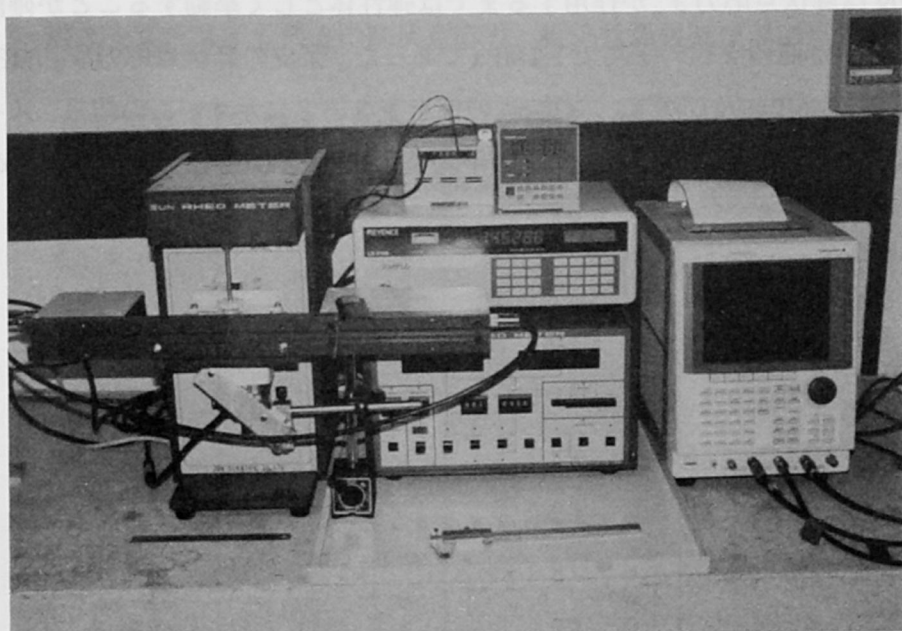


図 3 - 1 一軸圧縮試験装置

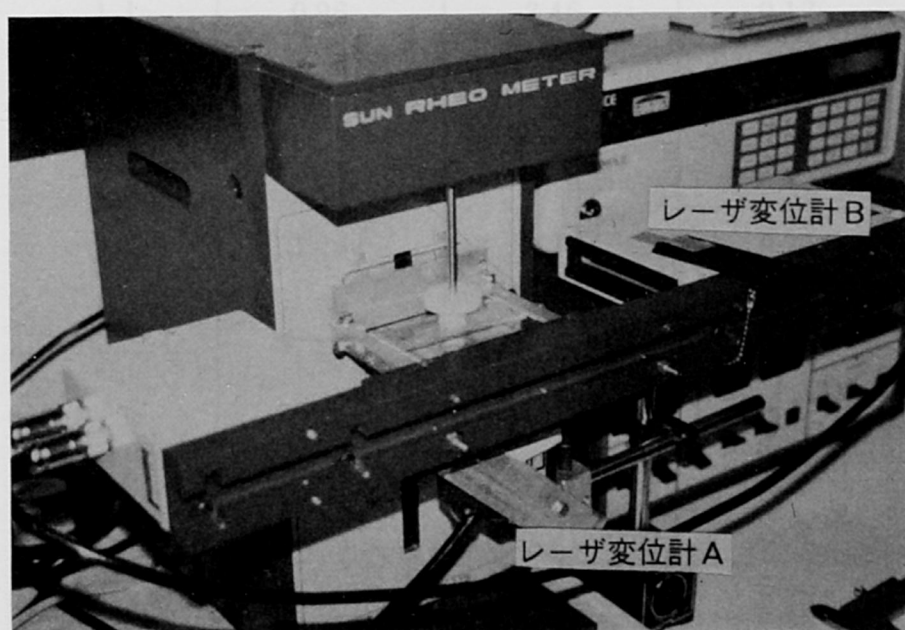


図 3 - 2 圧縮試験の様子

果皮の応力とひずみに関する測定結果の代表例を図3-3に示す。この実験の結果、果皮は降伏点応力 σ_p が作用するまでは弾性体として挙動することが確認できた。 σ_p は20回の実験の平均で1.1MPaであった。果皮の降伏点応力 σ_p [MPa]、縦弾性係数 E_v [MPa] 及びポアソン比 m_v の値を表3-2に示す。この結果、スイカ果皮の縦弾性係数とポアソン比を、その平均値2.4MPaと0.29としてグリッパの仕様を決定した。

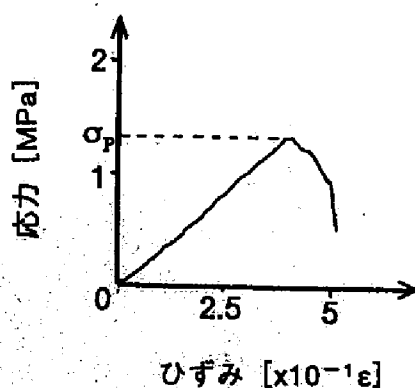


図3-3 スイカ果皮の応力-ひずみ図

表 3-2 スイカ果皮の降伏点応力、縦弾性係数及びポアソン比

実験番号	降伏点応力 [MPa]	縦弾性係数 [MPa]	ポアソン比
1	1.18	2.47	0.19
2	0.89	2.82	0.47
3	1.38	2.61	0.35
4	1.19	2.45	0.32
5	1.22	1.87	0.16
6	1.29	2.29	0.27
7	1.04	2.81	0.26
8	1.36	2.28	0.18
9	1.10	2.18	0.13
10	1.14	2.37	0.30
11	0.96	2.46	0.17
12	1.15	2.57	0.35
13	0.94	2.24	0.32
14	1.04	2.15	0.44
15	1.20	2.52	0.24
16	1.03	2.51	0.37
17	1.07	2.06	0.44
18	0.98	2.34	0.36
19	1.07	2.14	0.27
20	0.79	2.91	0.25
平 均	1.10	2.40	0.29

第3節 グリッパ1号機の試作

3. 3. 1 概要

試作したグリッパ1号機の外観を図3-4に示す。このグリッパは、4本のフィンガ、2本の油圧シリンダ、4本のプルワイヤ及び5つの空気パッド等から構成される。スイカ果実を傷めずに安定して把持するため、各フィンガの先端に1個の空気パッド（以下先端パッドと称する）とグリッパの内側上部に1個の空気パッド（以下上部パッドと称する）を合計5個設けた。フィンガは鉄製中実丸棒で作られている。フィンガは、1本の油圧シリンダで各フィンガに取り付けた4本のプルワイヤを同時に引張って閉じる。開く場合には油圧シリンダを伸ばし、フィンガの関節軸に設けたねじりばねの復元力によって開く。フィンガを開閉する油圧シリンダの制御は、マニピュレータの制御で使用した弁と同じ構造の直動型油圧サーボ弁を使用し、油圧シリンダのピストンロッド位置を差動トランスで検出して位置制御を行った。上部パッドの上下動作は、残りの油圧シリンダで行った。この油圧シリンダの制御は、マニピュレータと同じ構造の油圧比例制御弁を使用した。ピストンロッドの位置はラックとピニオンギヤを用いて、光学式ロータリエンコーダで検出した。

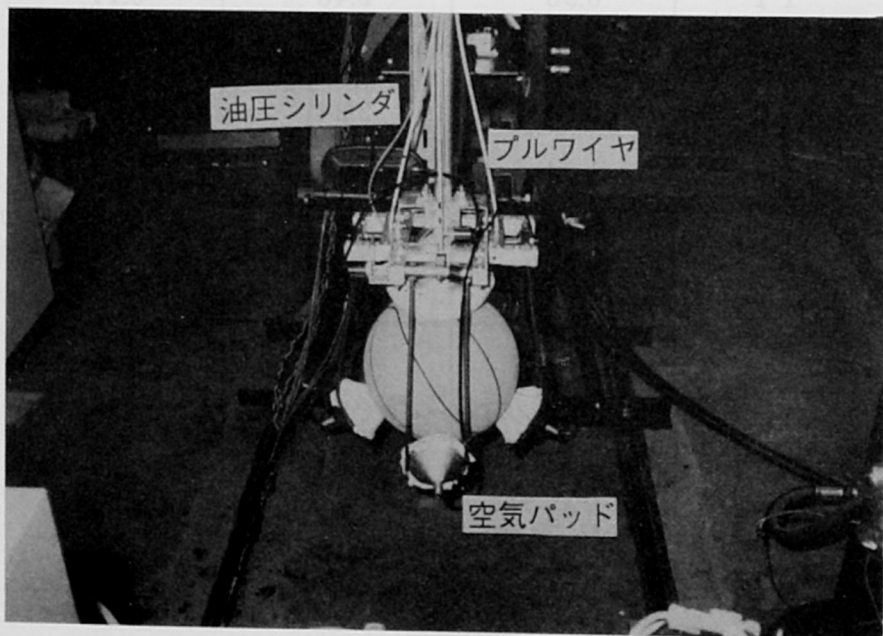


図3-4 グリッパ1号機（バスケットボールを把持したグリッパ）

3. 3. 2 制御方法

図3-5にグリッパ1号機の油圧回路図を示す。油圧ポンプは、圧力補償付アキシャルピストンポンプで、設定圧力はマニピュレータと同様の3.5MPaに設定した。フィンガを開閉する油圧シリンダは油圧サーボ弁で、上部パッドを上下させる油圧シリンダは油圧比例弁で位置制御した。

図3-6にグリッパの制御のための信号の流れを示す。まず、フィンガ開閉用油圧シリンダの位置制御について述べる。コンピュータは、ピストンロッドの目標位

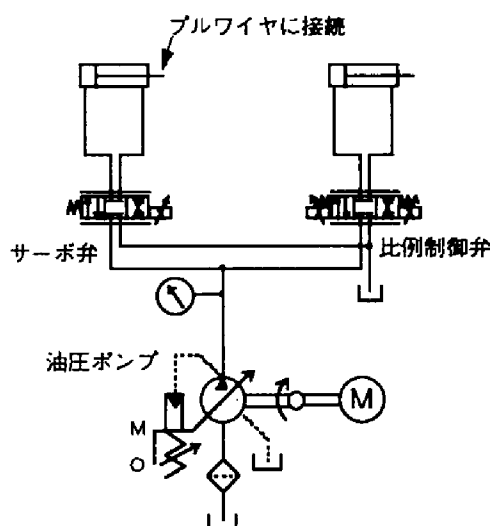


図3-5 油圧回路

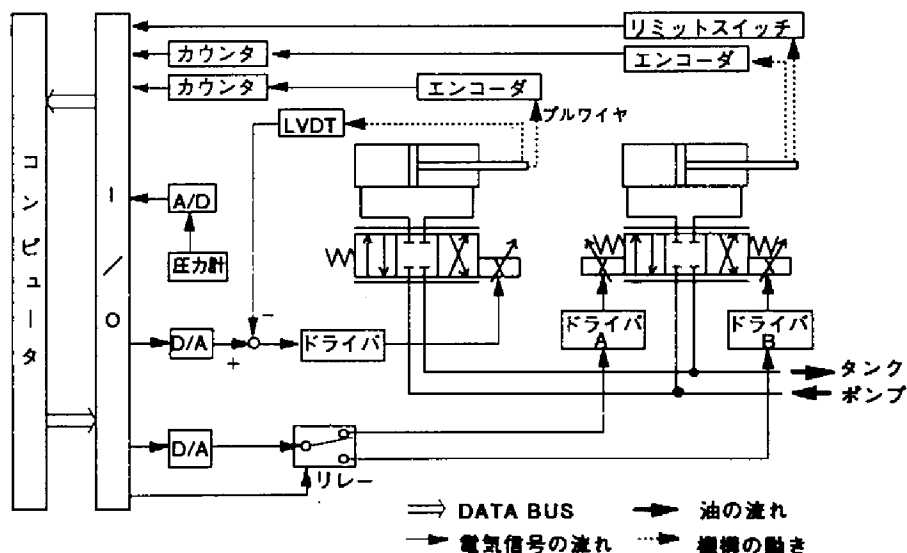


図3-6 信号の流れ

置をI/Oを介して出力する。出力されたデータはD/A変換されて、油圧サーボ弁の専用ドライバに与えられる。油圧サーボ弁は、与えられた信号電圧に比例して油の流量を制御し、油圧シリンダが駆動される。油圧シリンダのロッド位置は、差動トランス(LVDT)によって検出してフィードバック制御系を構成した。また同時に、フィンガ関節角を光学式ロータリエンコーダで検出した。次に上部パッドの上下させる油圧シリンダの位置制御について述べる。コンピュータからピストンロッドの目標位置をI/Oを介して出力する。出力されたデータはD/A変換されて、油圧比例制御弁の専用ドライバのどちらかに与えられる。油圧比例制御弁は、与えられた信号電圧に比例して油の流量を制御し、油圧シリンダが駆動される。油圧シリンダのロッド位置は、ラックとピニオンギヤを用いて直線運動を回転運動にし、光学式ロータリエンコーダで検出してフィードバック制御系を構成した。

上部パッドには、スイカと接触した際の圧力変化を検出するために圧力計(KYOWA製PS-2KB)を取り付け、その信号をA/D変換してコンピュータに取り込んだ。この圧力計で検出したパッドの内圧が設定値まで達したならば、スイカと上部パッドが接触したと判断した。

3. 3. 3 パッドの内圧制御

図3-7にフィンガの先端パッドの配管図を、図3-8にその空気パッドの働きを示す。先端パッドは、軟式テニスボール製である。それぞれチューブで並列に配管されていて、空気圧縮機とレギュレータによって定圧に保たれている。上部パッドは、スイカに接触した際の内圧の変化を圧力計が感知するため、空気封入式パッドとした。

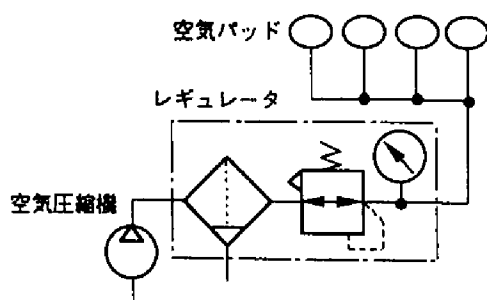


図3-7 空気パッドの配管

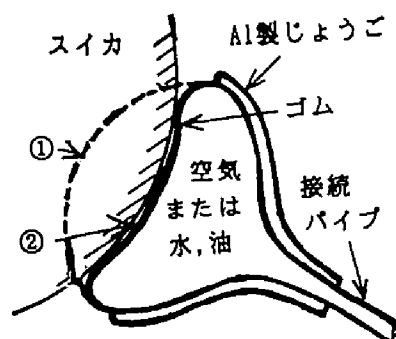


図3-8 空気パッドの働き

3. 3. 4 把持方法

このグリップバによる把持方法を図3-9に示す。初期状態では、上部パッドは油圧シリンダ1により押し出されている。4本のフィンガは、ねじりばねの復元力によって開いている。この状態で、グリップバが下降していく。このとき、上部パッドが果実に接触すると内圧が上がるので、この圧力変化を検知して、果実と接触したことを判別する。すると、油圧シリンダで上部パッドを引っ込める。この状態で、さらにグリップバは下降していき、もう一度上部パッドと果実が接触すると下降を停止する。ここで、もう1本の油圧シリンダでプルワイヤを引張ってフィンガを閉じ、果実を把持する。

3. 3. 5 把持性能

室内で重量物の把持実験を行ったところ、油圧シリンダのロッド位置だけでフィードバック制御をした場合、35N以上の重量物持ち上げでは、プルワイヤの伸びによりフィンガが開いてしまい、把持できなかった。したがって、フィンガの関節角もフィードバック制御する方式に改善した。

グリップバが果実を把持した場合、上部パッドの内圧の検出によって果実とパッドの接触の有無が確認できた。しかし、多数回果実を把持した結果、封入のみの場合には空気の漏れによりパッドの内圧の保持は困難であった。そこで、果実を把持する前に圧縮空気をレギュレータで定圧(15kPa)にして一旦供給した後、内側グリップバの内圧を検出するようにした。この結果、確実に圧力の検出によってスイカとの接触が確認できた。フィンガの先端パッドは、その弾性によって把持した果実の位置のずれを吸収できることが確認できた。しかし、パッドの形状が大きいため、スイカの形状と大きさによっては把持できないことがあった。

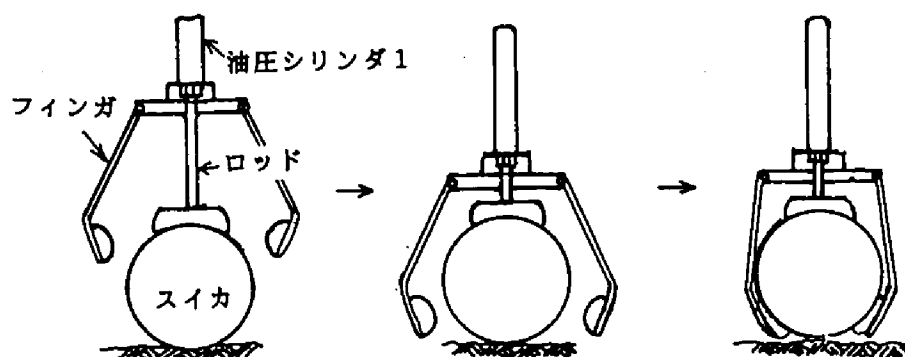


図3-9 果実の把持方法

第4節 グリッパ2号機の試作

3. 4. 1 概要

グリッパ2号機の外観を図3-10に模式図を図3-11に示す。このグリッパは4本のフィンガ、1本の油圧シリンダ、4本のプルワイヤ及びサスペンション機構等から構成されている。球形のスイカを包み込むようにして蔓や葉を巻き込まずに果実だけを把持するため、フィンガ形状を細長くし、アルミニウム製とした。果実と接触するフィンガの部材の内側には、厚さ3mmのシリコンゴムを貼り付けた。

各フィンガは、グリッパ1号機と同様の方法で開閉する。通常ゴム製の引張りばねにより開いており、スイカを把持する際に、1本の油圧シリンダがプルワイヤを引張って4本のフィンガを閉じる。グリッパとスイカが接触した際の衝撃緩和のため、グリッパとマニピュレータ^{13) 14)}の取り付け部分にサスペンション形の衝撃吸収機構を設けた。この機構は、1本の渦巻きばねと4本のリンクから構成されている。上下の最大変位量は33mmであるが、渦巻きばねのばね定数と形状を変えることで衝撃吸収力や変位量を調整できる。

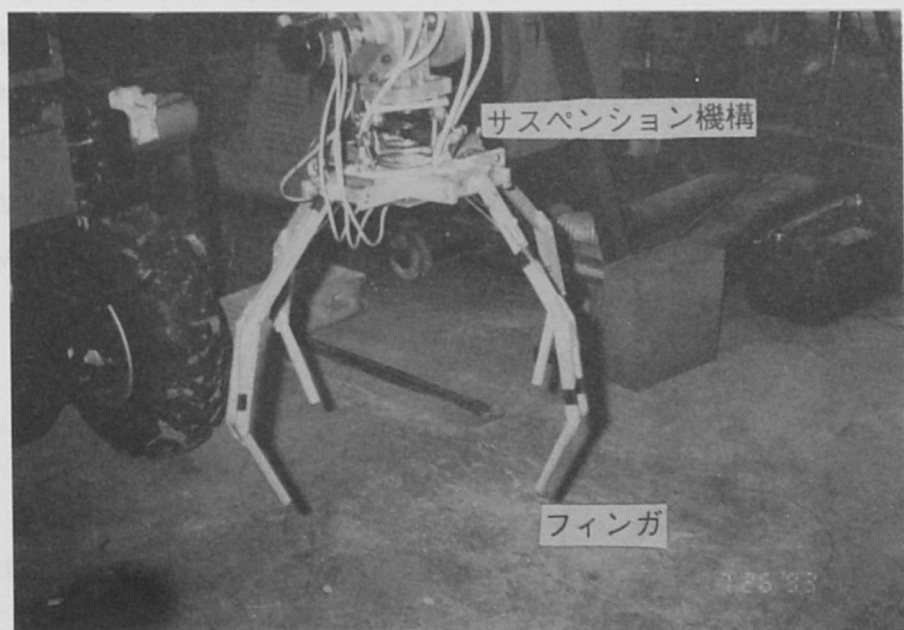


図3-10 グリッパ2号機

3. 4. 2 制御方法

図3-12にグリッパ2号機の油圧回路図を示す。油圧ポンプは、圧力補償付アキシアルピストンポンプで、設定圧力はマニピュレータと同様の3.5MPaに設定した。フィンガの開き角の制御は、直動形油圧サーボ弁制御の油圧シリンダで行い、グリッパ1号機と同様に、プルワイヤを介してフィンガの開閉を行った。プルワイヤを引張った場合のワイヤの伸びの影響を小さくするため、直線的にワイヤを設置して全長を短くした。

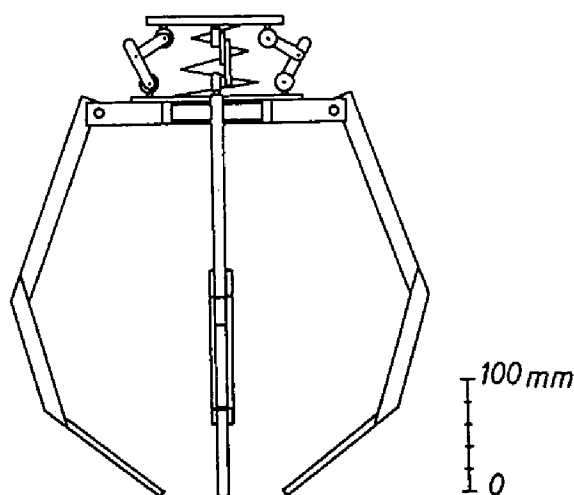


図3-11 グリッパ2号機の模式図

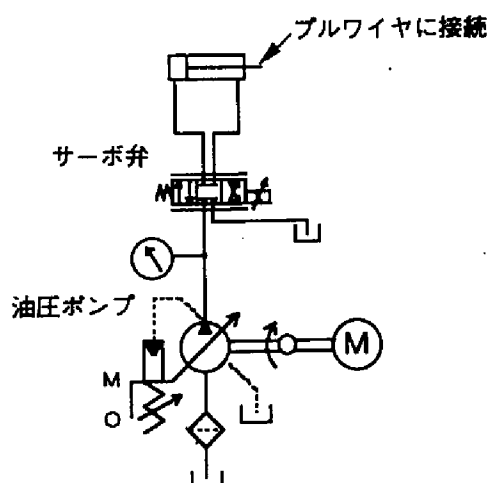


図3-12 油圧回路

フィンガの位置制御系のブロック線図を図3-13に示す。コンピュータは、ピストンロッドの目標位置を出力する。出力されたデータはD/A変換されて、油圧サーボ弁の専用ドライバに与えられる。油圧サーボ弁は、与えられた信号電圧に比例して油の流量を制御し、油圧シリンダが駆動される。油圧シリンダのロッド位置は、ポテンシオメータによって検出し、フィードバック制御系を構成した。また同時に、フィンガ関節角を光学式ロータリエンコーダで検出して、コンピュータに取り込んだ。

3. 4. 3 収穫性能

ほ場において、グリッパ2号機を用いて収穫実験を行った。その結果、サスペンション機構により、スイカ果実を把持するときのグリッパと果実の位置のずれと接触の衝撃を緩和することが実現できた。また、果実を十分に把持するために、1号機でも問題であったブルワイヤの設置方法と位置制御を改善し、フィンガの把持力を増したことで、果実の把持が確実にできるようになった。しかし、隣接して複数の果実が存在する場合には、グリッパの初期姿勢でフィンガを大きく開くため、フィンガ先端が他の果実に引っかかって把持に失敗することがあった。

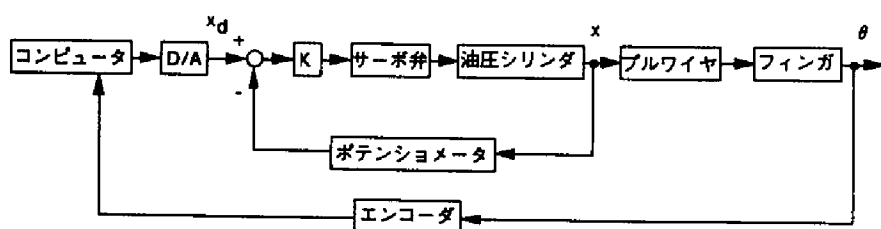


図3-13 位置制御系

第5節 グリッパ3号機の試作

3. 5. 1 概要

試作したグリッパ3号機の外観を図3-14に示す。グリッパはアルミニウム製で、4本のリンク形フィンガで構成される。グリッパの本体質量は、2.8kgである。このグリッパは、フィンガをその自重で閉じるため、フィンガの閉じる動作はアクチュエータでは行わない。すなわち、開く動作のみをアクチュエータで行うシングル・アクチング機構とした。また、果実を把持する場合は、必ずフィンガ先端で果皮をなぞりながら包み込むようにしてフィンガを開く。このため、フィンガ先端には、スイカ果皮との摩擦と衝撃の緩和のために後で述べるようなゴムローラを取り付けた。一旦果実を把持すると、果実とフィンガの間の摩擦力によりフィンガは開かない。果実と接触するフィンガの内側には、把持した果実を傷めないため、幅10mm、厚さ3mmのシリコンゴム（縦弾性係数5.6MPa、ポアソン比0.49）を一面に貼り付けた。

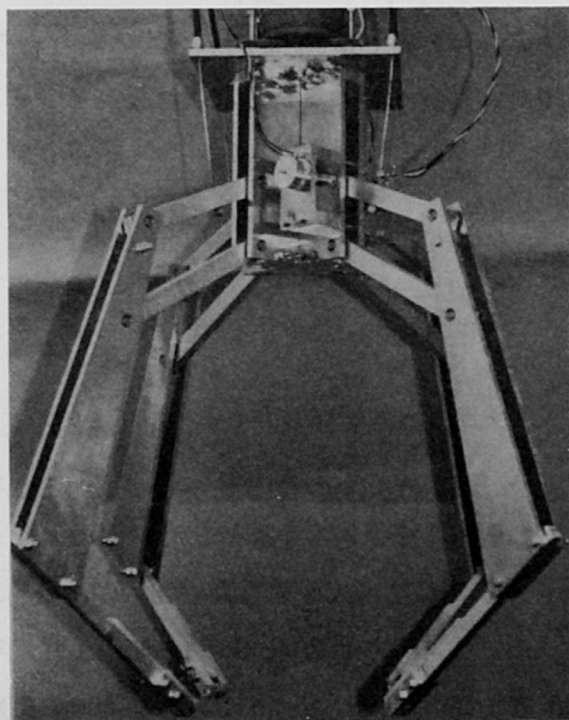


図3-14 グリッパ3号機

このグリップの設計では、果実を把持して持ち上げる場合に、単純なリンク機構によってフィンガが開かない構造にすることに主眼をおいた。果実とフィンガに作用する力の静的な釣り合いの関係を、直径239mmの果実を把持した場合について図3-15に示す。フィンガのリンク機構は、自由リンクであるため、J1とJ2を結ぶ線とJ3とJ4を結ぶ線の交点Oは、瞬間回転中心となる。

図中の記号は

P：着力点

F：スイカからフィンガに作用する力 [N]

F_2 ：上部リンクに作用する圧縮力 [N]

F_4 ：下部リンクに作用する引張力 [N]

g：重力加速度 [m/s²]

m_w ：果実の質量 [kg]

ϕ ：Fの作用線が鉛直線となす角 [rad]

β ：Fの作用線とスイカの中心と点Pを結ぶ線のなす角 [rad]

である。図中に示すように、力Fは F_2 と F_4 の合力と釣り合う。

この図のように力が釣り合っている状態では、果実とフィンガ間に摩擦力が生じ、フィンガは移動しないので果実は滑り落ちない。果実とフィンガ間の摩擦係数を μ とすると

$$\mu \geq \tan \beta \quad (3-1)$$

となる。果皮とシリコンゴムの摩擦係数 μ を測定した結果、0.25～0.35であった。この結果に基づき、式(3-1)の関係を満たすようにリンクを構成した。ここで、果実の大きさや把持する位置によっては、 β の値が大きくなることがあるため、式(3-1)を十分に満たすことができない場合がある。この問題に対処するには、果実を把持した場合にフィンガの先端リンクが、より水平になるようにリンクを構成することが望ましい。しかし、そうするとフィンガ先端で果実をなぞりながら、開く動作がうまくいかない場合が生じる。このため、試作したグリップでは不等長の4節リンク機構を用いて、図3-16に示すような軌跡をフィンガ先端が

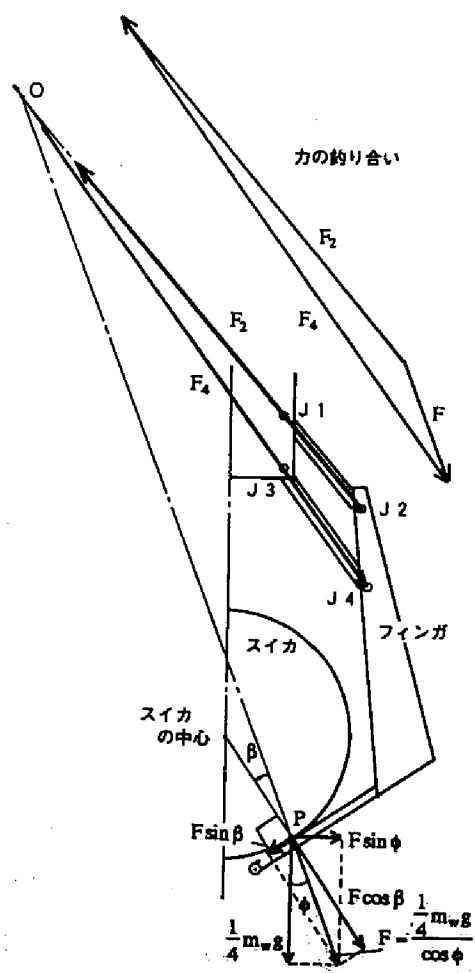


図3-15 果実とフィンガ間の力の釣り合い

描くようにした。この図では、フィンガの関節角 θ_1 が $-50^\circ \sim 45^\circ$ まで動いた場合の指先の軌跡を示す。フィンガの初期の関節角は、プルワイヤでフィンガを引き上げて調整する。また、4本のフィンガの内3本の関節角をポテンシオメータで計測した。

各フィンガには、先端の部分に果皮との摩擦低減と接触時の衝撃を緩和するため、玉軸受に天然ゴム（縦弾性係数5.9MPa、ポアソン比0.49）を巻いた外径14mmのローラを図3-17に示すように設けた。

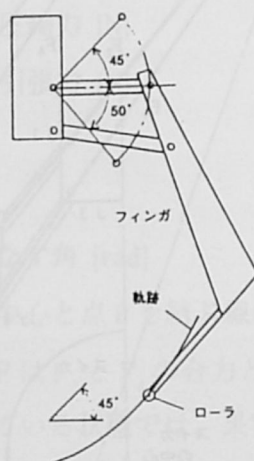


図3-16 フィンガ先端の軌跡

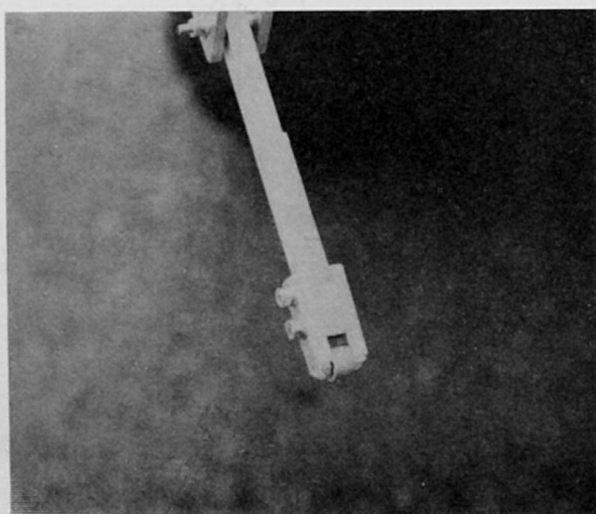


図3-17 フィンガ先端のローラ

3. 5. 2 実験装置及び方法

a) 実験装置

グリッパ3号機の把持性能を調べるため、室内でスイカ果実の把持実験を行った。その実験装置を図3-18に示す。供試したマニピュレータは1自由度直動式で、DCモータの回転運動をボールネジによって鉛直方向に上下運動する。この上下の変位は、ウオームギヤを用いて光学式ロータリエンコーダで計測した。分解能は18pulse/mmである。グリッパに作用する力を計測するため、6軸力覚センサ(ニッタ社製UFSシステム)をマニピュレータとグリッパとの間に取り付けた。図中の座標系 Σ_s (O_s ; X_s , Y_s , Z_s) は、力覚センサで計測される力の向きを示す。グリッパの姿勢は、 Σ_s に対して Z_s 軸まわりに 45° 回転した状態で固定した。

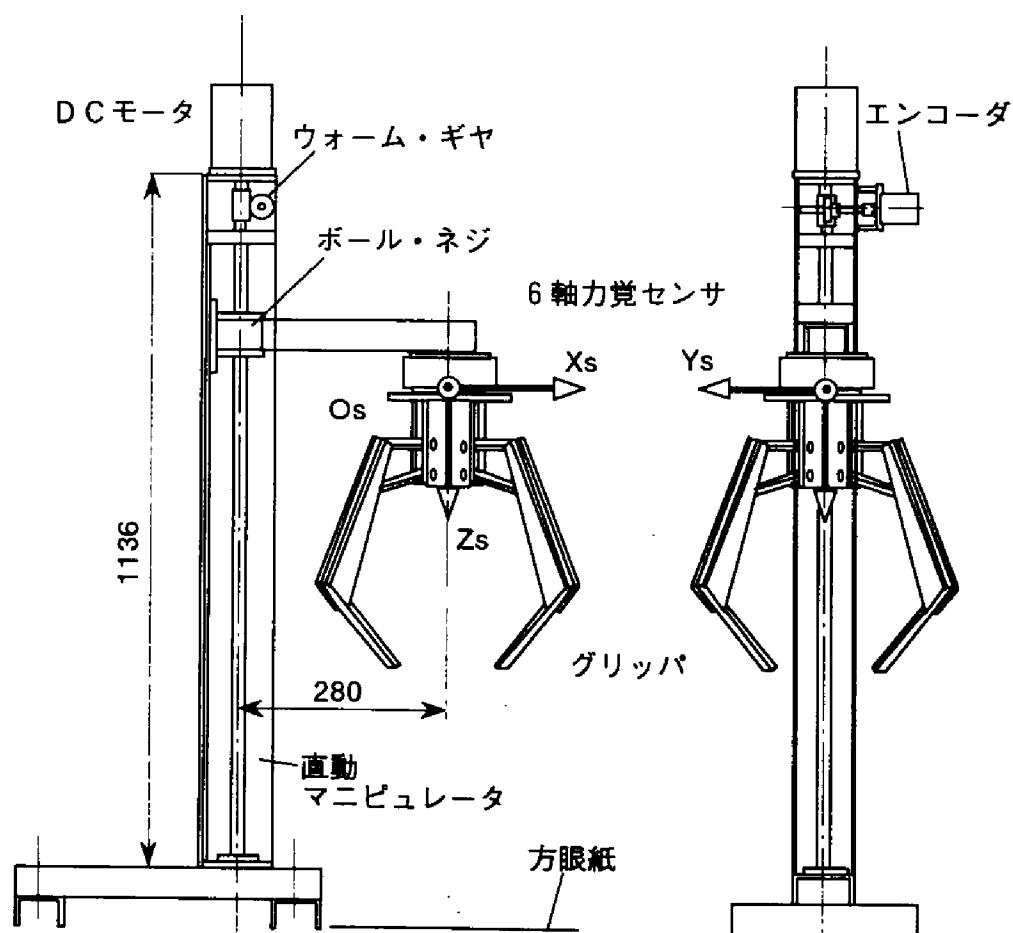


図3-18 実験装置

グリップとスイカの位置偏差を測定するために、座標軸を描いた方眼紙を地上に貼り、その上にバスケットボールとスイカを使用して位置偏差を与えた。

実験装置の信号の流れを図3-19に示す。マニピュレータの位置制御は、コンピュータ（PC-9801）から目標位置と目標速度をDCモータのドライバに入力し、パルス幅変調方式（PWM方式）で制御を行った。マニピュレータによりグリップが下降すると、フィンガ先端が果実と接触して押し広げられる。このときのフィンガの関節角をポテンショメータで、グリップに作用する力を6軸力覚センサで検出し、それらの信号をA/D変換して、データをコンピュータに記録した。

b) 収穫許容偏差

スイカの収穫作業では、果実の中心軸とグリップの中心軸の間に位置偏差が生じることが避けられない。グリップとしては、なるべく大きな許容位置偏差を有することが望ましい。このため、どの程度の位置偏差まで収穫可能かを調べるためにグリップの収穫許容偏差を測定した。

実験では、方眼紙上を10mm刻みで果実を移動して、グリップと果実の位置偏差を与えた。目標の許容偏差は、果実の最小直径が181mmであるため（表3-1を参照）、60mmとした。これは、必ず4本のフィンガが果実と接触する最大の位置偏差と考えられるためである。したがって、向かい合うフィンガ先端の距離を120mmに設定するために、関節軸1の初期角度は、 -40° にプルワイヤで調整した。グリップの下降と上昇は、速度100mm/sで行った。実験の評価は、グリップで果実を持ち上げることができたかどうかで行った。

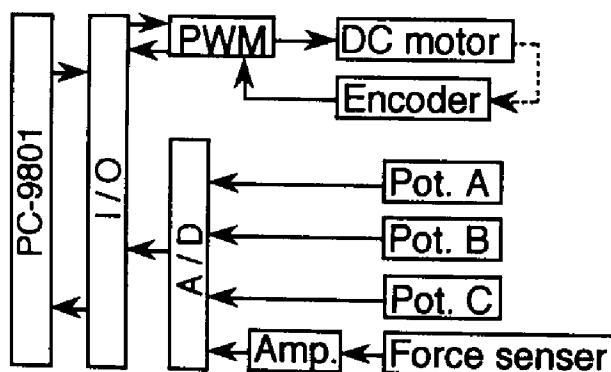


図3-19 信号の流れ

c) フィンガ先端とスイカの接触応力

グリッパが果実を把持する場合、フィンガの先端は必ず果皮を押えつける。このとき、フィンガ先端が果実を傷める恐れがある。そこで、グリッパが収穫動作を行う際に1本のフィンガAの先端と果実の接触点に生じる最大応力を求めるとともに、果皮の損傷の有無を目視で確認した。実験は、収穫許容偏差実験と同様の方法で行った。

図3-20に、1本のフィンガが果実に接触しながら下降する様子を示す。ここで、力覚センサの座標系 Σ_s の原点 O_s と同じ原点 O_g を持つグリッパに固定した座標系を Σ_g とする。

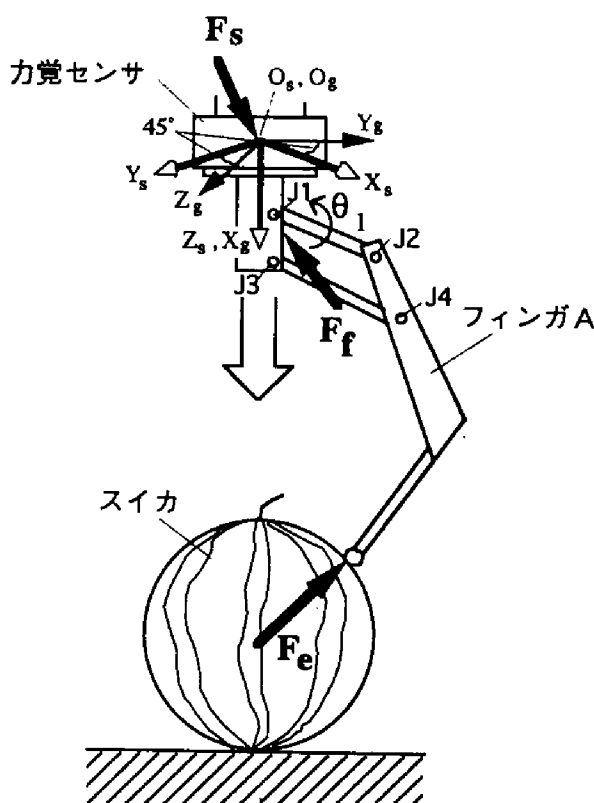


図3-20 フィンガとスイカの接触

Σ_s と Σ_g は 45° 回転しているので、座標変換を表す回転行列 sR_g は

$${}^sR_g = \begin{pmatrix} 0 & \frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{2}}{2} \\ 0 & -\frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{2}}{2} \\ 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (3-2)$$

となる。

この sR_g を用いて、 Σ_g 上でみたフィンガの運動により生じる力 $F_f = [F_{fx}, F_{fy}, F_{fz}]^T$ [N]、フィンガ先端と果実の接触力 $F_c = [F_{cx}, F_{cy}, F_{cz}]^T$ [N]、及び Σ_s 上でみた力覚センサで計測される力 $F_s = [F_{sx}, F_{sy}, F_{sz}]^T$ [N] の関係は次式で表せる。

$$F_s = {}^sR_g(F_c - F_f) \quad (3-3)$$

式 (3-3) を F_c について書きかえると

$$F_c = {}^sR_g^{-1} \cdot F_s + F_f = {}^sR_g^T \cdot F_s + F_f \quad (3-4)$$

となる。

力 F_f は、フィンガの運動により生じる力であるため、図 3-21 に示す各パラメータを用いて次式より算出できる。

ここで図 3-21 の各記号は

α : リンク 2 と 4 のなす角 [rad]

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$: フィンガの関節軸 J 1、J 2 及び J 3 の

それぞれの関節変位 [rad]

l_i : リンク i ($i=1,2,3,4$) の長さ [m]

l_s : O_s と J 1 の X_s 方向の距離 [m]

l_y : O_s と J 1 の Y_s 方向の距離 [m]

l_e : J 1 と J 3 間の距離 [m]

l_d : J 2 と J 4 間の距離 [m]

l_{g_i} : リンクの質量中心位置 [m]

m_i : 各リンク i の質量 [kg]

s : J 2 と J 3 間の距離 [m]

である。

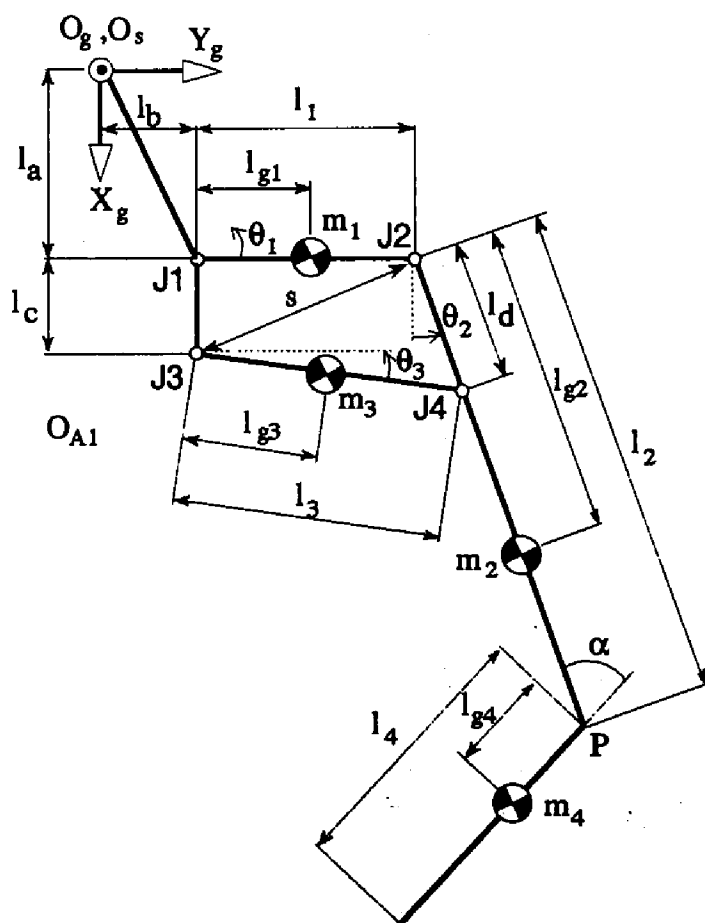


図3-21 フィンガのパラメータ

$$\begin{aligned}
F_{ix} = & -\{m_1 l_{g1} + (m_2 + m_4) l_1\} \cos \theta_1 \cdot \ddot{\theta}_1 \\
& -\{(m_2 l_{g2} + m_4 l_2) \sin(\theta_1 + \theta_2) + m_4 l_{g4} \sin(\theta_1 + \theta_2 - \alpha)\} \cdot (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) \\
& -m_3 l_{g3} \cos \theta_3 \cdot \ddot{\theta}_3 + \{m_1 l_{g1} + (m_2 + m_4) l_1\} \sin \theta_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 \\
& -\{(m_2 l_{g2} + m_4 l_2) \cos(\theta_1 + \theta_2) + m_4 l_{g4} \cos(\theta_1 + \theta_2 - \alpha)\} \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 \\
& +m_3 l_{g3} \sin \theta_3 \cdot \dot{\theta}_3^2 + (m_1 + m_2 + m_3 + m_4) g
\end{aligned} \tag{3-5}$$

$$\begin{aligned}
F_{iy} = & -\{m_1 l_{g1} + (m_2 + m_4) l_1\} \sin \theta_1 \cdot \ddot{\theta}_1 \\
& +\{(m_2 l_{g2} + m_4 l_2) \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2) + m_4 l_{g4} \cos(\theta_1 + \theta_2 - \alpha)\} \cdot (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) \\
& -m_3 l_{g3} \sin \theta_3 \cdot \ddot{\theta}_3 - \{m_1 l_{g1} + (m_2 + m_4) l_1\} \cos \theta_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 \\
& -\{(m_2 l_{g2} + m_4 l_2) \sin(\theta_1 + \theta_2) + m_4 l_{g4} \sin(\theta_1 + \theta_2 - \alpha)\} \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 \\
& -m_3 l_{g3} \cos \theta_3 \cdot \dot{\theta}_3^2
\end{aligned} \tag{3-6}$$

$$F_{iz} = 0 \tag{3-7}$$

計算では表3-3の各パラメータの値を用いた。

表3-3 計算に用いたパラメータの値

質 量 [g]	リンク長さ [mm]	質量中心位置 [mm]
$m_1 = 66$	$l_1 = 115$	$l_{g1} = 57.5$
$m_2 = 297$	$l_2 = 260$	$l_{g2} = 145$
$m_3 = 76$	$l_3 = 140$	$l_{g3} = 70$
$m_4 = 52$	$l_4 = 147$	$l_{g4} = 40$

関節変数 θ_2, θ_3 については、フィンガが閉リンク構造であるため、ポテンシオメータで測定した θ_1 から幾何学的に求めることができる。よって、フィンガの関節変数 θ_1 とグリップパに作用する力 F_g を計測すれば、 F_e を導出できる。

次に、フィンガ先端と果実の間に接触力 F_e が作用する場合に発生する応力を2球の接触問題として近似的に当てはめて解いた。厳密には、フィンガ先端の形状は円柱であるが、ここでは球として扱った。

半径 r_w [mm] と r_f [mm] の球の縦弾性係数及びポアソン比をそれぞれ E_w [MPa]、 E_f [MPa]、 μ_w 、 μ_f とすると、最大接触応力 σ_0 [MPa] は、Hertzの公式により、次式で与えられる。

$$\sigma_0 = \frac{3|F_e|}{2\pi a^2} \quad (3-8)$$

ここで、 $|F_e|$ ：両球を接触させる力の大きさ [N]、 a ：接触面の半径 [mm] であり、以下の式から与えられる。

$$|F_e| = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (3-9)$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{3}{4} \cdot \frac{|F_e|(K_1 + K_2)r_w \cdot r_f}{r_w + r_f}} \quad (3-10)$$

$$K_1 = \frac{1 - \mu_w^2}{E_w}, K_2 = \frac{1 - \mu_f^2}{E_f} \quad (3-11)$$

以上から、グリップパと果実の位置偏差に対する力覚センサの力 F_g を測定すれば、接触応力 σ_0 が算出できる。

3. 5. 3 実験結果及び考察

グリッパの収穫許容偏差の測定結果について述べる。実験では、収穫対象として、直径237mm、質量0.64kgのバスケットボールと、直径199mm、質量3.89kgのスイカ果実を用いて行った。図3-22にバスケットボールの場合、図3-23にスイカ果実の場合の測定結果を示す。図中の斜線内にボールや果実の中心がある場合には、グリッパは確実に収穫できた。ボールでは、位置偏差が60mmある場合でも収穫できたが、実際に果実で確実に収穫できたのは、40mm以内であった。これは、果実の直径がボールに比べて小さいため、位置偏差が大きくなるとフィンガが十分に接触しなくなることと、質量が重いため、転がって位置偏差を減少できないことが原因と考えられる。

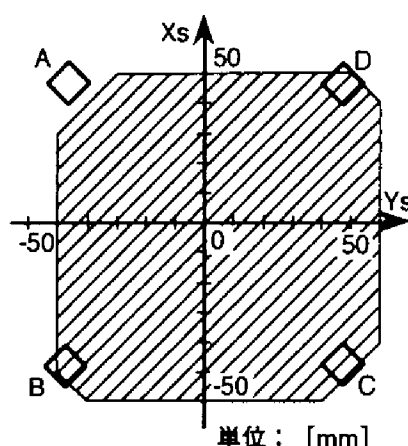


図3-22 位置偏差の許容範囲（バスケットボール、直径237mm）

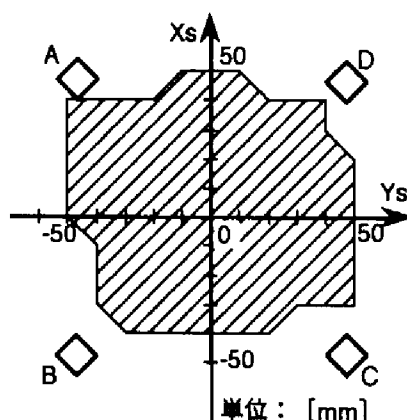


図3-23 位置偏差の許容範囲（スイカ、直径199mm）

次に果実とフィンガAの接触力の測定結果について述べる。供試した果実の直径は233mm、質量は5.97kgであった。図3-24に果実とグリッパの位置偏差がない場合、図3-25に位置偏差が Y_g 方向へ57mmある場合のフィンガの関節変位 θ_1 と接触力 $|F_c|$ の測定結果を示す。

図3-24からフィンガは滑らかに果皮をなぞっていることが確認できる。また、位置偏差がある場合には、フィンガは大きく開いている。 $|F_c|$ に変動が見られるが、この原因は、速度100mm/sでボールネジを駆動した場合に、ネジの回転数が毎秒14回転であるため14Hz程度の振動が生じ、グリッパに影響したためと考えられる。この振動の影響により、図3-24と図3-25に示すようにフィンガ先

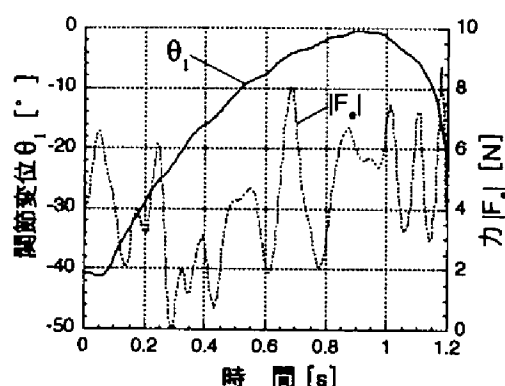


図3-24 関節変位 θ_1 と接触力 $|F_c|$ (位置偏差なし)

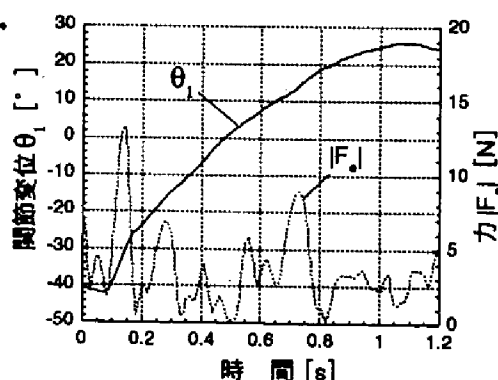


図3-25 関節変位 θ_1 と接触力 $|F_c|$ (位置偏差57mmあり)

端が果皮をなぞっている間は、最大接触力 $|F_c|$ が9N程度であった。フィンガ先端で9Nの力が作用した場合の接触応力 σ_c を、式(3-8)から算出すると0.54MPaとなった。これは、表3-2から求めたスイカの降伏点応力 $\sigma_p = 1.1\text{MPa}$ に比べて小さく、果実を傷めない。また、実験後の果皮にも目視による損傷はなかった。

位置偏差57mmの場合は、フィンガ先端が果実と接触した瞬間に $|F_c|$ が大きく生じる傾向が見られ、図3-25の場合で13Nであった。この理由は、位置偏差が大きくなると、フィンガ先端が果実と接触する面が次第に水平面に近づくため、フィンガが開き難くなり大きな力が作用すると考えられる。位置偏差とフィンガ先端が果実に接触した瞬間の最大接触応力の関係を表3-4に示す。この結果、位置偏差が Y_c 方向へ約71mmある場合でも、接触応力は最大0.70MPaであり、目視による傷も生じなかった。

最後に果実を持ち上げた場合のフィンガと果実の接触応力について考察する。最大質量12.9kg、最大直径302mmの果実を持ち上げた場合、フィンガと果実の最大接触力は31.6Nとなる(図3-15参照)。この接触力がフィンガ先端に作用した場合、 σ_c は0.81MPaで傷は生じない。また、シリコンゴムが貼られている部分で接触した場合、 r_f を無限大と仮定した結果、 σ_c は0.1MPaとなり全く問題ないと考えられる。

以上の結果、試作したグリッパは、フィンガで果皮を傷めずに果実を収穫できると考えられる。

表3-4 接触応力における位置偏差の影響

位置偏差 [mm]	接触応力 [MPa]
0.0	0.54
14.1	0.54
28.3	0.53
42.4	0.55
56.6	0.61
70.7	0.70

第6節 まとめ

本章の内容と結果をまとめると次の通りである。

- 1) 蔓の切断等の軽作業は手作業で行うことを前提とし、果実を把持して持ち上げるスイカ収穫用ハンドの開発を目的として研究を行った。
- 2) 収穫用ハンドの試作に先立ち、果実の形状と力学特性を調査した。スイカ（品種：甘泉）果実の直径、質量及び球形指数を測定した。直径は最大302mm、最小181mm及び平均239mmであった。同様に質量は12.9kg、3.85kg及び7.2kg、球形指数は1.09、0.98及び1.03であった。この結果、最大質量13kgで直径180～300mmの球形の果実を把持できるハンドとして3種類のグリッパを試作した。
- 3) グリッパ1号機では、果実を傷めないために空気パッドをフィンガ先端に取り付け、パッドの内圧設定により、把持時の衝撃を軽減した。また、グリッパ内側のパッド内圧を検知により、果実とグリッパの接触の有無を判定した。
- 4) グリッパ2号機では、収穫時に蔓や葉を一緒に把持しないために、フィンガの形状を細くした。また、果実とグリッパの接触時の衝撃を緩和するため、サスペンション形衝撃吸収機構を設けた。
- 5) グリッパ3号機では、把持機構の簡素化のため、果実とフィンガの摩擦力を利用して、グリッパの把持力を得るセルフ・ロック式リンク機構を採用した。
- 6) グリッパ3号機の許容偏差範囲は、直径199mm、質量3.89kgの果実を把持する場合で、最大40mmまでであった。
- 7) グリッパ3号機がスイカを把持する際に、フィンガが果実に及ぼす応力について二つの弾性球の接触問題と仮定し、接触点での接触応力を近似的に求めた。この値は、直径233mm、質量5.97kgの果実にフィンガ先端が接触した瞬間では、位置偏差が Y_z 方向へ71mmある場合で0.70MPa、果皮をなぞる間は位置偏差にかかわらず0.54MPaであった。この結果、フィンガ先端と果実の間に発生する応力は、スイカの降伏点の応力に比べ小さいため、果実を傷めることはなく、実験でも果実に傷は生じなかった。

以上の結果、セルフ・ロック式リンク機構のフィンガをもつグリッパ3号機が、簡単な構造でありながら、大きな位置偏差が生じてもスイカを傷めずに安定して把持することが可能であった。

参考文献

- 1) Schertz, C. E., G. K. Brown : Basic consideration in mechanizing citrus harvest, Transactions of the ASAE, 11, 343 - 346, 1968
- 2) 川村 登, 並河 清, 藤浦建史, 浦 元信 : 農業用ロボットの研究 (第1報), 農業機械学会誌, 46 (3), 353 - 358, 1984
- 3) D'Esnon A. G., G. Rabatel, R. Pellenc, A. Journeau, M. J. Aldon : MAGALI - A self-propelled robot to pick apples -, ASAE Paper, 87 - 1037, 1987
- 4) 藤浦建史, 浦 元信, 川村 登, 並河 清 : 果樹園用収穫ロボットの研究, 農業機械学会誌, 52 (2), 35 - 42, 1990
- 5) Pool, T. A., R. C. Harrell : An end-effector for robotic removal of citrus from the tree, Transactions of the ASAE, 34 (2), 373 - 378, 1991
- 6) 近藤 直, 芝野保徳, 毛利建太郎, 門田充司, 岡村誠一 : ブドウ管理・収穫用ロボットの基礎的研究 (第1報), 農業機械学会誌, 55 (6), 85 - 94, 1993
- 7) 有馬誠一, 近藤 直, 芝野保徳, 藤浦建史, 山下 淳, 中村 博 : キュウリ収穫ロボットの研究 (第2報), 農業機械学会誌, 56 (6), 69 - 76, 1994
- 8) Reed, J. N., R. D. Tillett : Initial experiments in robotic mushroom harvesting, Mechatronics, 4 (3), 265 - 279, 1994
- 9) 土肥 誠, 藤浦建史, 中尾清治, 岩尾俊男, 竹山光一 : 野菜用多機能ロボットの研究 (第2報), 農業機械学会誌, 56 (2), 101 - 108, 1994
- 10) 並河 清, 梅田幹雄, 飯田訓久, 川崎克也 : 農業用油圧ロボットのスイカ収穫ハンドの研究, 農機学会関西支部報, 72, 73 - 74, 1992
- 11) 並河 清, 梅田幹雄, 飯田訓久, 古部勝也 : 農業用油圧ロボットのスイカ収穫ハンドの研究 (第2報), 農機学会関西支部報, 74, 75 - 76, 1993
- 12) 飯田訓久, 古部勝也, 梅田幹雄, 並河 清 : スイカ収穫グリッパの開発, 農業機械学会誌, 58 (3), 19 - 26, 1996
- 13) 並河 清, 梅田幹雄, 飯田訓久 : 農業用油圧マニピュレータの研究 (第1報), 農業機械学会誌, 56 (4), 67 - 74, 1994
- 14) 飯田訓久, 梅田幹雄, 並河 清 : 農業用油圧マニピュレータの研究 (第2報), 農業機械学会誌, 57 (4), 59 - 66, 1995

第4章 ほ場でのスイカ収穫実験

第1節 はじめに

油圧マニピュレータの有効性を確認するため、ほ場においてスイカ収穫実験を行った^{1) 2)}。このため、収穫グリッパ(3号機)を取り付けたマニピュレータを走行車両に搭載して、自走式スイカ収穫ロボットを試作した^{3) 4)}。このロボットによる収穫は、蔓の切断等の軽作業をあらかじめ手作業で行うことを前提とし、重い果実を地面から持ち上げてロボットの車両に運搬するものである。

本実験では、ロボットが確実に収穫を行うため、グリッパを触覚センサとして利用し、果実の適切な把持位置の検出を行った。また、収穫と同時に果実の直径と質量を測定した。収穫作業時のマニピュレータの制御性能は、マニピュレータの関節角の変位から計算する方法と、グリッパと果実の相対的な位置関係から計算する方法で求めて比較した。ロボットの収穫性能に関しては異なる形状のスイカを用いて収穫実験を繰り返し行い、グリッパと果実の位置偏差、把持成功率及び目視による果実の損傷の有無から評価した。

第2節 ロボットの概要

4. 2. 1 ロボットの構成

図4-1にスイカ収穫ロボットの外観を示す。

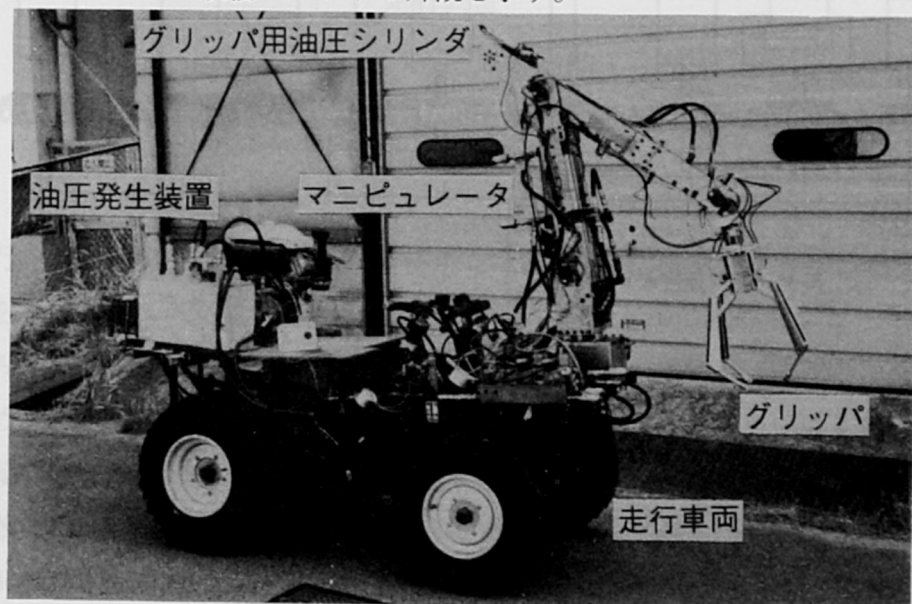


図4-1 スイカ収穫ロボット

このロボットは、マニピュレータ^{5) 6)}、グリッパ⁷⁾、走行車両、油圧ユニット、視覚装置^{8) 9)}及び制御装置から構成される。

ロボットの油圧回路を図4-2に示す。図4-2に示すように油圧ユニットは、ガソリンエンジン1基、ポンプ2基、オイルタンク及び動力伝達装置で構成される。使用した車両にはP T O軸がないため、新たに油圧ポンプを駆動するためのガソリンエンジンを取り付けた。2基の油圧ポンプは、このエンジンからVベルトとプーリにより動力が伝えられる。ポンプを2基使用した理由は、走行部とマニピュレータ部で独立に油の吐出圧を変えて実験するためで、本実験では走行部は7MPa、マニピュレータ部は3.5MPaで行った。また、重い油圧ユニットを車両後部に搭載することにより、マニピュレータ等の重い前荷重とバランスをとっている。

グリッパの開く動作を行う油圧シリンダを直動型油圧サーボ弁で制御した。この油圧シリンダは、マニピュレータ駆動用の油圧ポンプ1から油が供給される。

走行車両のハンドルとブレーキの操作を行う油圧シリンダは、それぞれ直動型油圧サーボ弁と油圧比例制御弁で制御した。これらの油圧シリンダは、油圧ポンプ2から油が供給される。

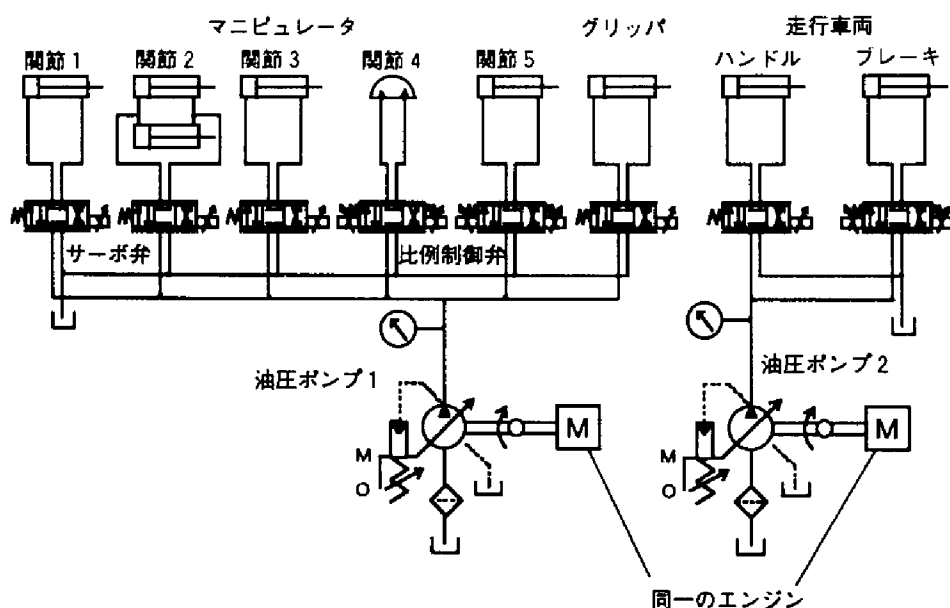


図4-2 ロボットの油圧回路

表 4 - 1 車両の仕様

諸 元	
全長	1194mm
全幅	1125mm
ホイールベース	1150mm
前後トレッド	800mm
乾燥質量	227kg

エンジン	
型式	空冷単気筒 4 サイクル
燃料	ガソリン
最高出力	16kW/7000rpm
最高トルク	25Nm/5000rpm

走行装置	
駆動方式	4 輪駆動
懸架方式	4 輪独立懸架

走行車両には市販の 4 輪駆動車を使用した。車両の仕様を表 4 - 1 に示す。この車両をロボットの移動機構として使用するため、ハンドルの操舵とブレーキペダルの踏み込みは油圧シリンダで行った。スロットルレバの操作は、緊急時の安全対策のため、ステッピングモータで行った。この車両は、遠心クラッチによって、動力を車輪に伝えるため、エンジン回転数を調整することで走行と停止を行える。今回の実験では、マニピュレータとグリッパによる収穫作業が主な目的であるため、車両の制御は、有線式のリモートコントロールにより、オペレータが手動で行った。

走行車両の信号の流れを図4-3に示す。オペレータは、コントロールボックスによりスロットルの調整、ブレーキのオンオフ及びハンドルの操舵の操作量を与える。スロットルは、コントロールボックスのレバの操作量を光学式ロータリエンコーダで検出し、この操作量からZ80で演算を行い、I/Oを介してステッピングモータを制御してエンジンの回転数を調整する。ブレーキは、コントロールボックスのスイッチをオンオフすると、油圧弁が開閉し、油圧シリンダが伸縮してブレーキペダルを押さえるようにした。ハンドルは、コントロールボックスのボリュームを左右に回して与える操作量と油圧シリンダの位置をポテンシオメータで検出した制御量から比例制御によって油圧サーボ弁を開閉し、油圧シリンダを伸縮させてハンドルを操舵した。

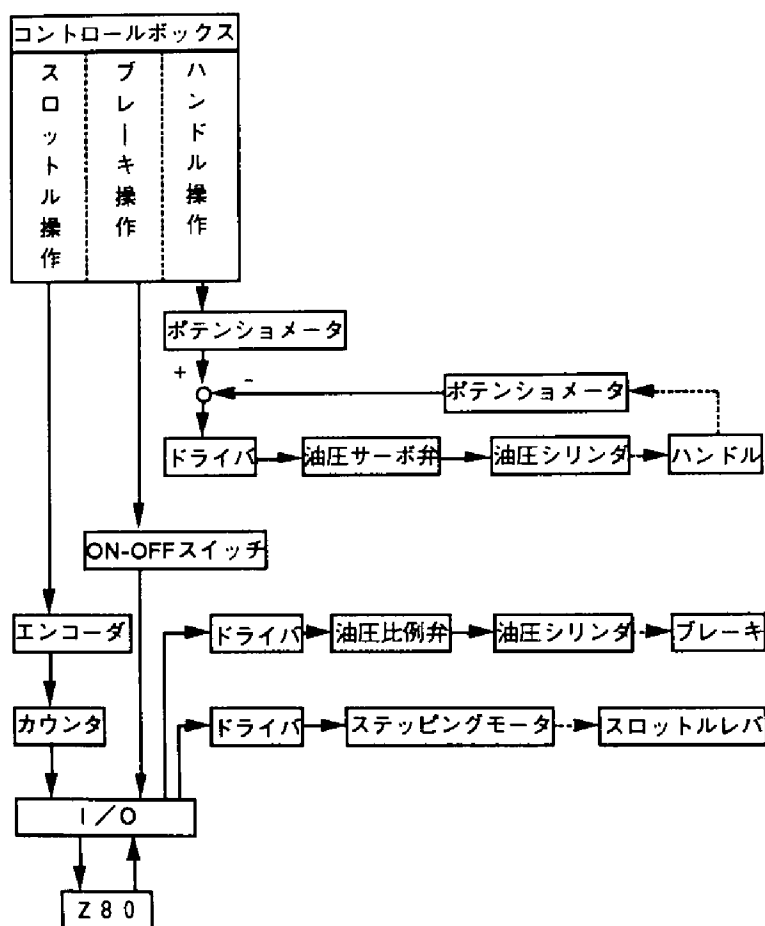


図4-3 走行車両の信号の流れ

4. 2. 2 グリッパの機能

a) マニピュレータに装着したグリッパ

ほ場における収穫実験では、グリッパ3号機をマニピュレータに装着して行った。装着したスイカ収穫グリッパの構成を図4-4に示す。グリッパは、4本のアルミニウム製のリンク形フィンガ、プルワイヤ、ポテンシオメータ及びロードセルで構成される。プルワイヤは、4本のフィンガに設置され、図4-1に示す1本のグリッパ用油圧シリンダと接続されている。この油圧シリンダは、直動形油圧サーボ弁で制御されている。油圧シリンダが短縮すれば、プルワイヤが引っ張られて4本のフィンガが開き、伸張すれば各フィンガは自重で閉じる。プルワイヤの使用で、油圧シリンダを支持本体側の位置に設置でき、質量と配管距離が軽減できた。ロードセルは、果実の収穫前後に検出される力の変化から果実の質量を求めるために、マニピュレータとグリッパの間に取り付けられた。

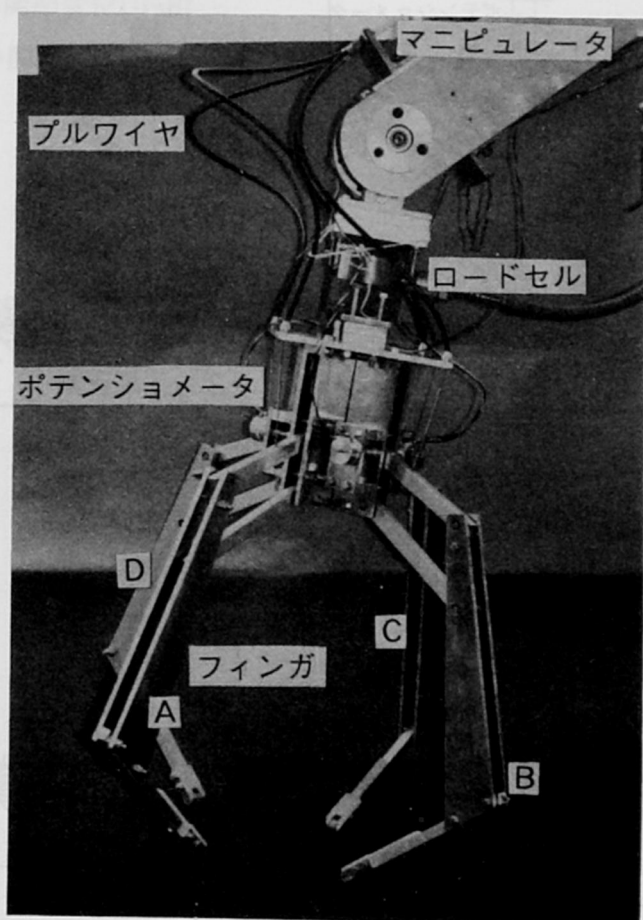


図4-4 マニピュレータに装着したグリッパ

b) 果実のハンドリング

グリップによる果実のハンドリング方法を図4-5に示す。

- 1) グリップは、マニピュレータにより果実の真上に移動される。その位置から等速で下降する。
- 2) グリップは、果実を覆う蔓や葉を押し除けるため、フィンガ先端はローラで果皮をなぞるようにして開いていく。
- 3) フィンガ先端が果実の赤道部分より下に移動すれば、マニピュレータは下降運動を停止する。
- 4) 果実を持ち上げるときには、リンク機構によりフィンガと果皮の間の摩擦力的によって確実に果実を把持する。

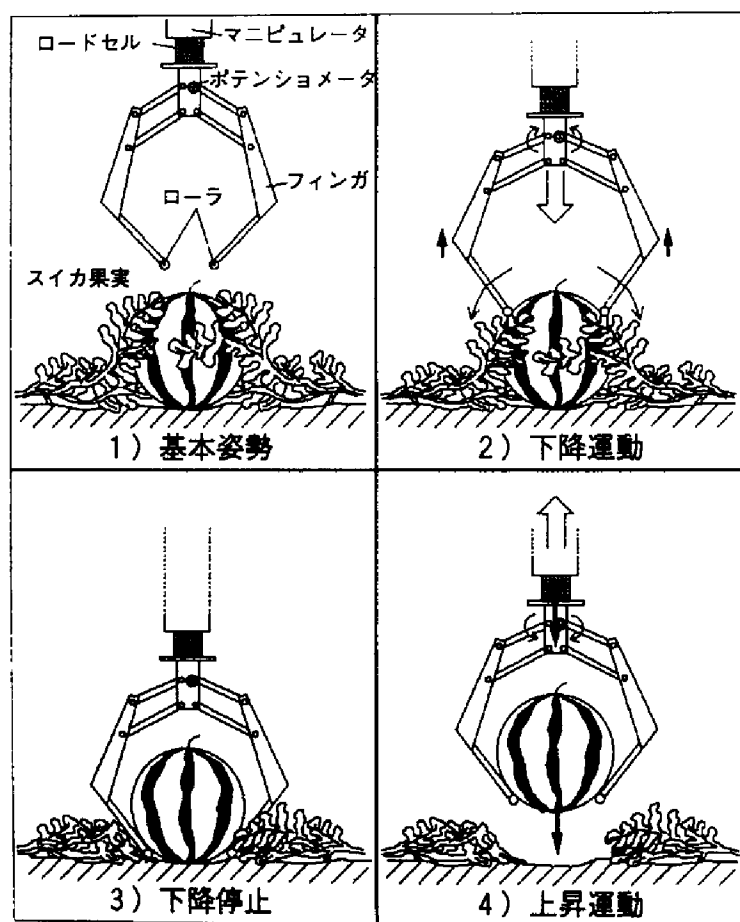


図4-5 果実のハンドリング方法

c) 果実の直径の測定

フィンガ先端が果皮をなぞる場合の相対的な位置関係を図4-6に示す。

ここで図中の各記号は

J 1、J 2、J 3、J 4：フィンガの関節軸 1、2、3 及び 4

Σ_g ：グリッパの中心 O_g に固定した座標系 $O_g \cdot X_g \cdot Y_g \cdot Z_g$

Σ_2 ：リンク 2 に固定した座標系 $O_2 \cdot X_2 \cdot Y_2 \cdot Z_2$

O_w ：スイカの中心位置

d ：スイカの直径 [mm]

l_0 ： Z_g 軸から J 1 までの距離 [mm]

l_1 ：J 1 から J 2 までの距離 [mm]

l_x ：J 2 からフィンガ先端までの X_2 軸方向の距離 [mm]

l_y ：J 2 からフィンガ先端までの Y_2 軸方向の距離 [mm]

θ_1 ：J 1 の関節変位 [rad]

θ_2 ：J 2 の関節変位 [rad]

を示す。

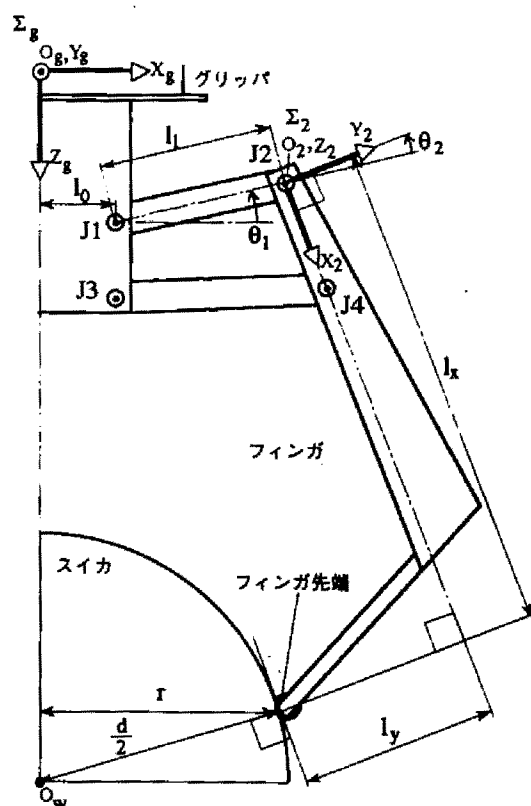


図4-6 フィンガ先端の相対的な位置

Z_g 軸からフィンガ先端までの距離 r [mm] は次式で表せる。

$$r = l_0 + l_1 \cos \theta_1 + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2) - l_3 \cos(\theta_1 + \theta_2) \quad (4-1)$$

ここで、フィンガは閉リンク構造であるため、 θ_2 は θ_1 から幾何学的に求めることができる。したがって、フィンガの関節変位 θ_1 をポテンショメータで計測すれば、フィンガ先端の位置 r は式 (4-1) から求められる。

次に、グリップは、フィンガ先端がスイカの赤道を通過する際に、最も大きく開く。フィンガ先端が赤道に位置する場合の各フィンガの先端位置を図 4-7 に示す。ここで、フィンガ A、B 及び C が最も開いたときの r をそれぞれ r_{Amax} 、 r_{Bmax} 及び r_{Cmax} とすると、これらの値を用いて、果実の直径 d は次式から得られる。

$$d = \frac{\sqrt{(r_{Amax}^2 + r_{Bmax}^2)(r_{Bmax}^2 + r_{Cmax}^2)}}{r_{Bmax}} \quad (4-2)$$

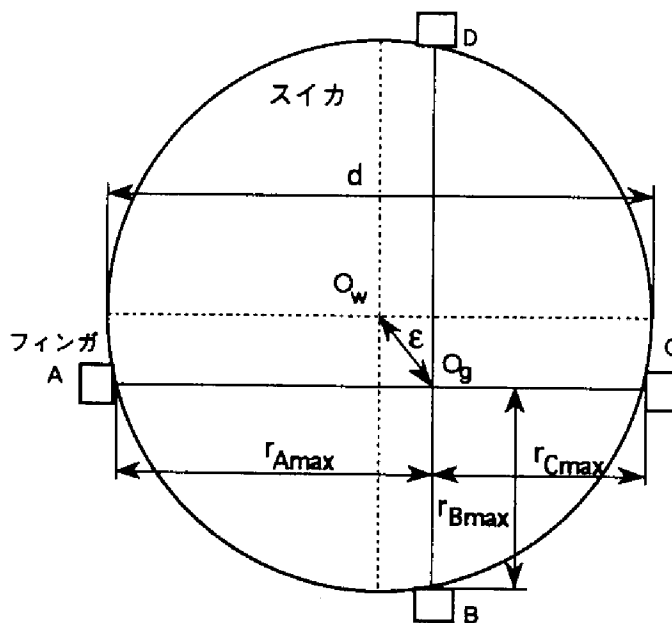


図 4-7 フィンガの先端位置

d) 把持位置の検出

グリップで果実を確実に把持するには、フィンガ先端が必ず果実の赤道よりも下側に移動しなければならない。このため、グリップを触覚センサとして、赤道をフィンガ先端が通過したことを判別した。

時刻 $n\Delta t$ のとき、ポテンショメータで検出したフィンガの J 1 の関節変位を $\theta_1(n)$ とする。ここで、 Δt は A/D 変換を行うサンプリング時間である。

フィンガは、先端が果実の赤道部分を通過するまで開くため

$$\theta_1(n) > \theta_1(n-1) \quad (4-3)$$

である。これより、関節速度 $\dot{\theta}_1(n)$ は

$$\dot{\theta}_1(n) = \frac{\theta_1(n) - \theta_1(n-1)}{\Delta t} > 0 \quad (4-4)$$

になる。これに対して赤道を通過以後は、フィンガは閉じるため

$$\theta_1(n) \leq \theta_1(n-1) \quad (4-5)$$

$$\dot{\theta}_1(n) = \frac{\theta_1(n) - \theta_1(n-1)}{\Delta t} \leq 0 \quad (4-6)$$

である。

このようにフィンガ先端が赤道を通過する場合には、関節速度 $\dot{\theta}_1(n)$ が正から負に変化する。したがって、 $\dot{\theta}_1(n)$ の変化で赤道を通過したか否かが判断できる。実際には、フィンガの上下振動によって、 $\dot{\theta}_1(n)$ が正負に変化して誤動作を生じる恐れがあるため、関節速度のしきい値 $\dot{\theta}_s$ を設け、これを下回った場合にフィンガ先端が赤道を通過したと判断した。関節速度のしきい値 $\dot{\theta}_s$ の設定方法は、まず幾何学的な解析を行い、位置偏差がない状態で平均直径のスイカを収穫する場合について、関節速度 $\dot{\theta}_1(n)$ の変化を求めた。この解析結果からのしきい値 $\dot{\theta}_s$ を決定し、収穫実験を行った。しかし、収穫実験ではフィンガの上下振動により誤動作を生じるため、このしきい値 $\dot{\theta}_s$ では収穫はうまくできなかった。

したがって、繰り返し実験によって、しきい値 θ_{th} を設定し直した。この結果、最終的に求められた θ_{th} は、平均直径のスイカに対して、蔓の位置を北極点とした場合、フィンガ先端が果実のほぼ南緯30度付近を通過する場合の値に設定するとうまく収穫できた。これは、フィンガの運動を観察した結果、先端がこの付近を通過すると、フィンガは自由落下運動により急速に閉じてが大きく変化するので、誤動作を防止でき、確実に収穫できるためと考えられる。

ほ場実験では、3本のフィンガA、B、Cの内どれか1本でも $\theta_i(n)$ が θ_{th} 以下に変化すれば、果実の赤道を通過し、適切な把持位置に達したと判断して、マニピュレータの下降運動を停止した。

次に、グリッパの位置が果実と大きく離れてフィンガの関節変位による判別ができない場合に、グリッパは下降運動を続けて地面に押しつけられる恐れがある。これを防止するため、下降運動中はロードセルからの信号を検出し、ロードセル荷重 F_e がしきい値 F_{th} を越えた場合に、フィンガ先端が地面に達し果実の把持に失敗したと判断して、マニピュレータの下降運動を停止することにした。

4. 2. 3 マニピュレータの制御性能

果実を確実に収穫するには、マニピュレータによるグリッパの正確な位置制御が必要である。したがって、収穫作業におけるマニピュレータの制御性能を調べるため、次の2つの方法で果実とグリッパの中心との位置偏差を求めた。

一つは、マニピュレータの関節変位をロータリエンコーダで検出した値から順運動学問題を計算して位置偏差を求める方法である。

他のもう一つは、収穫作業中のフィンガの関節変位から、把持した果実の中心位置 O_f を推定し、この O_f とグリッパの中心位置 O_g との相対的な位置から偏差を求める方法である。

位置偏差 ϵ は、 O_g を通る垂直線と O_f を通る垂直線との距離である。 ϵ は、フィンガA、B及びCの最も開いたときの r_{Amax} 、 r_{Bmax} 及び r_{Cmax} を用いて、次式から求められる。

$$\epsilon = \frac{\sqrt{r_{Amax}^2 r_{Bmax}^2 + r_{Bmax}^2 r_{Cmax}^2 + r_{Cmax}^2 r_{Amax}^2 + r_{Bmax}^4 - 4r_{Amax} r_{Bmax}^2 r_{Cmax}}}{2r_{Bmax}} \quad (4-7)$$

4. 2. 4 制御系

マニピュレータとグリッパ間の信号の流れを図4-8に示す。マニピュレータの制御とグリッパ用油圧シリンダの制御は、パーソナルコンピュータ(PC-9801)で行った。ポテンショメータで検出したフィンガの関節角の変位と、ロードセルで測定したグリッパに作用する力は、A/D変換の後、ボードコンピュータのZ80により、前述した信号処理を行った。その処理結果に応じて収穫作業を行うため、PC-9801とZ80はI/Oを介してデータ通信を行った。Z80が果実を把持したと判断すれば、マニピュレータの下降運動を停止するため、PC-9801に停止信号を送信する。PC-9801がその信号を受信すると、下降運動の停止と同時にグリッパ用油圧シリンダを伸張してグリッパを完全に閉じる。次にマニピュレータは上昇運動の開始信号をZ80へ送信し、地面から果実を持ち上げる。今回の実験では、持ち上げた果実を収穫箱へ移動した。最後にグリッパを開いて、果実を箱に入れる。

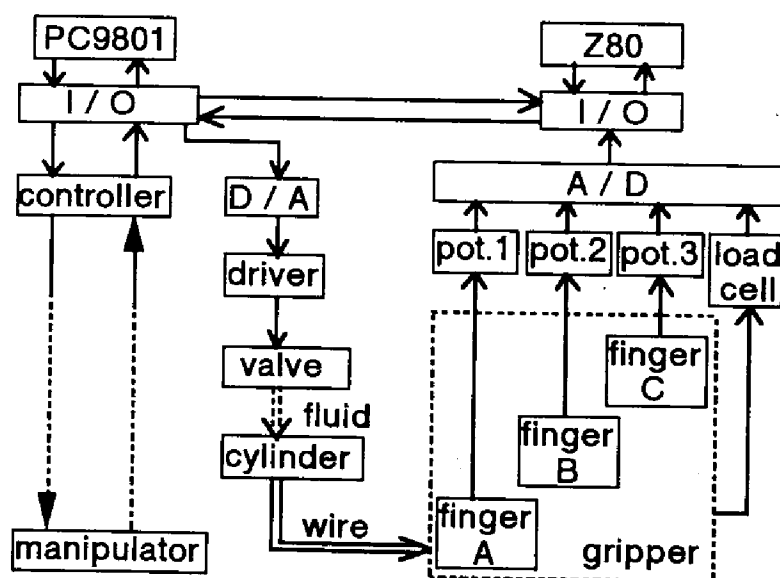


図4-8 マニピュレータとグリッパ間の信号の流れ

第3節 スイカの栽培方法

収穫実験は、1994年7月に京都大学農学部附属高槻農場において行った。供試したスイカの品種は甘泉である。スイカの栽培されたほ場を図4-9に、ほ場の果実の様子を図4-10に示す。スイカの栽培法は、幅3m、長さ50mの畝に株間1mで定植し、1株に蔓4本を伸ばし、果実を2玉着果させる仕立てであった。

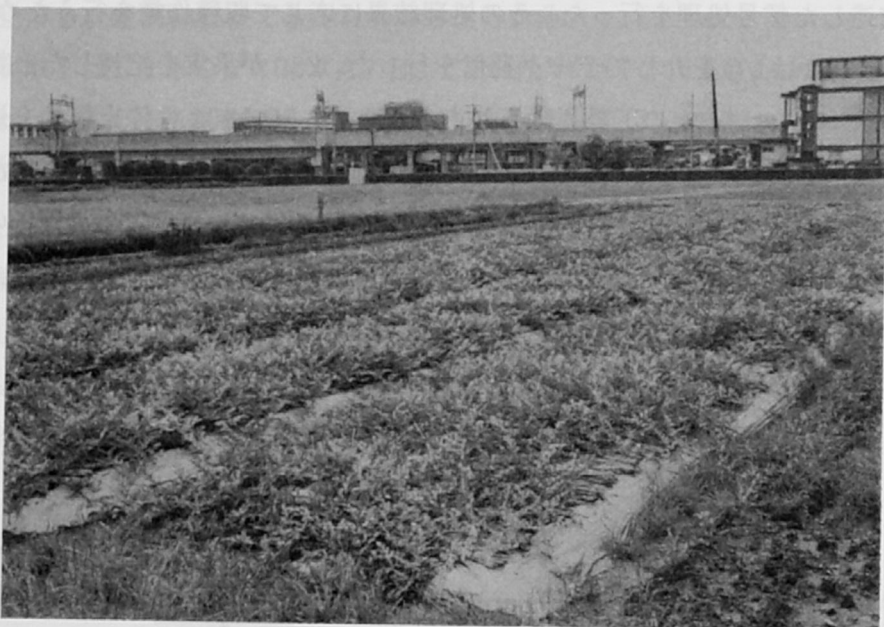


図4-9 スイカ畑



図4-10 ほ場の果実

第4節 スイカ収穫実験

本実験は、油圧マニピュレータとグリッパによる収穫作業が目的であるため、果実が収穫可能範囲に入るように畝に車両を乗り上げ、停止した状態で行った。果実の熟度判定は、着果日を記録した着果棒等のマーカー（図4-10参照）で人間が判断した。収穫適期と判断した果実の蔓の切断も同時に手作業で行った。

図4-11に収穫実験時のフローチャートを示す。

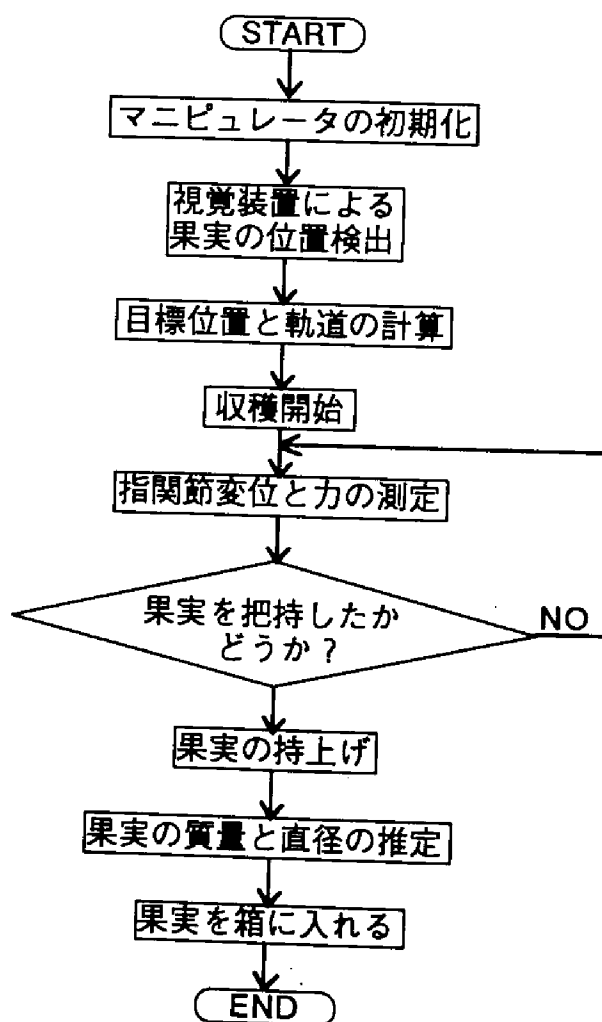


図4-11 フローチャート

まず最初に、マニピュレータは、基本姿勢になり、制御回路の初期化を行う。この状態で視覚装置を用いてステレオ画像法によって果実の位置を検出する⁹⁾。得られた位置情報から、マニピュレータの目標位置を計算し、目標軌道を生成する。目標軌道は、マニピュレータの関節4を 0° に固定した状態で、グリッパを鉛直下方向に等速度で直線的に下降させるものである。このとき、グリッパの姿勢が必ず下方向を向くように手先姿勢を制御する。下降運動の時間は、3秒として等速運動軌道を生成した。この軌道にしたがって、マニピュレータは収穫を行う。

下降中に、フィンガの関節変位とロードセルの信号を検出して、フィンガの関節速度とグリッパに作用する負荷の変化から適切な把持位置を判断する。果実を把持したならば、約1秒間の停止の後、持ち上げ動作に移る。このとき、果実を持ち上げた際のロードセルの信号から質量を計測し、同時に把持動作時のフィンガの関節変位から果実の直径を計算する。持ち上げ動作の上昇運動も同様に時間3秒の等速運動で行った。さらに果実を収穫箱に納める動作を7秒で行い、合計14秒で1回の収穫動作を終了する。

第5節 実験結果及び考察

4. 5. 1 把持位置の検出結果

収穫時のグリッパで検出された信号の測定結果を図4-12と図4-13に示す。図4-12はグリッパとスイカの間の位置偏差が小さく、果実の収穫に成功した場合の例で、図4-13は位置偏差が大きく収穫に失敗した場合の例である。果実の把持に成功した図4-12では、フィンガの変位からフィンガ先端が果皮を正確になぞっており、フィンガAの関節変位から果実を適切な位置で把持したと判断し、マニピュレータの下降運動を中止する信号が出ている。停止後、果実の持ち上げ動作に移ると、フィンガの関節変位はそのままの状態グリッパに作用する力が増加し、やがて果実の自重と一致する値になっている。これはフィンガが閉じた状態で、スイカを安定に把持していることを示している。これに対して図4-13では、グリッパに作用する力が負になっていることから収穫に失敗したと判断し、停止信号が出ている。この結果、フィンガの関節変位の検出により、スイカの把持の判別ができることが明らかになった。

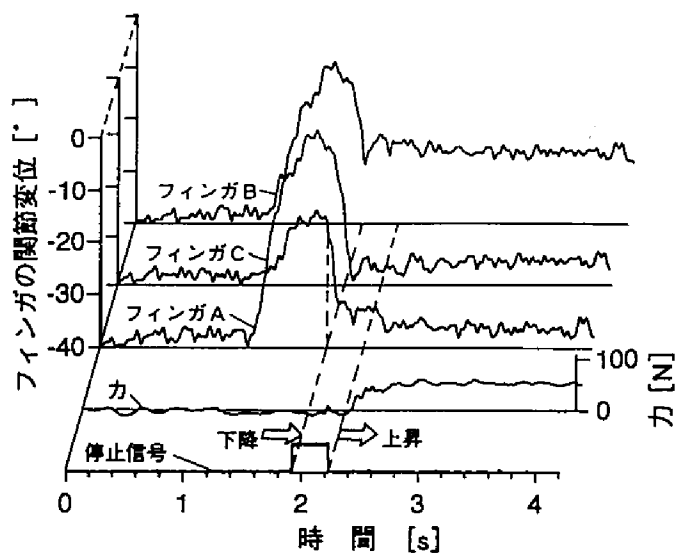


図4-12 測定結果 (把持成功)

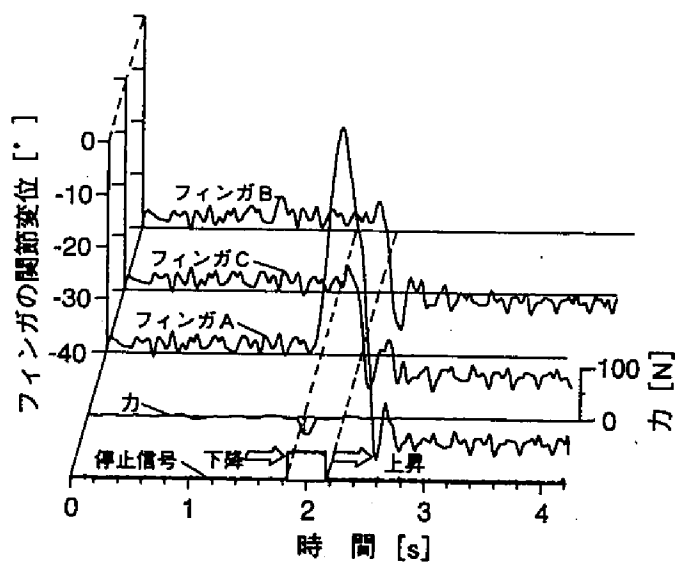


図4-13 測定結果 (把持不成功)

4. 5. 2 マニピュレータの制御結果

収穫に成功した例について、マニピュレータの関節変位から求めた先端の軌跡を図4-14と図4-15に示す。図4-14は下降運動時を、図4-15は上昇運動時の軌跡を表す。

まず最初に、果実を把持するための下降運動について述べる。マニピュレータは、視覚装置により得られた果実の目標位置から、マニピュレータ先端の目標位置(770, 178, -448)を点Bとし、その鉛直上方向の点A(770, 178, 35)からグリッパの姿勢を鉛直下方向に保ちながら、直線軌道追従運動を行った。ここで、座標の単位はmmである。下降運動中のマニピュレータ先端の最大誤差は、生成した軌道と計測した関節角から計算した軌跡から求めたところ、28.5mmであった。同様の方法で求めたグリッパの姿勢の最大誤差は 0.88° であった。マニピュレータの各関節の最大誤差は、関節1で 0.3° 、関節2で 2.0° 、関節3で 1.0° 及び関節5で 4.4° であった。この結果、油圧サーボ弁で制御される関節より、油圧比例弁で制御される関節5の方が制御性能は劣ることは避けられなかった。

マニピュレータ先端の運動終端位置は、計測した関節角から計算した結果、点B'(757, 172, -427)で目標位置Bより25.4mm手前で停止した。これは、グリッパにより果実を把持したと判断したためである。目標位置と把持位置が異なるのは、果実が葉や蔓に覆われているため、視覚装置による正確な位置検出が困難であったためと考えられる。また、フィンガの関節変位から求めた果実とグリッパの相対的な位置偏差 ϵ は38.6mmで、マニピュレータの関節角から求めた値より大きい結果となった。これは視覚装置による位置検出誤差も含め、マニピュレータが搭載されている車両の傾斜の影響や果実の形状が完全な球ではないこと等が原因と考えられる。しかし、ロボット全体でこの程度の位置偏差が生じて、グリッパで偏差を吸収して十分把持することができた。

次に果実を持ち上げる動作の上昇運動では、グリッパで求めた果実の質量と直径からマニピュレータ先端の負荷の影響を考慮して制御した。この結果、上昇運動中の最大誤差は27.3mmで、グリッパの姿勢の最大誤差は 3.9° であった。関節変位の最大誤差は、関節1で 0.3° 、関節2で 2.0° 、関節3で 1.5° 及び関節5で 4.9° で、下降運動と同様に油圧サーボ弁に比べて、油圧比例弁の制御性能は劣った。上昇運動後のマニピュレータ先端の終端位置は、点(778, 182, 37)となり、目標位置との偏差は9.2mmであった。

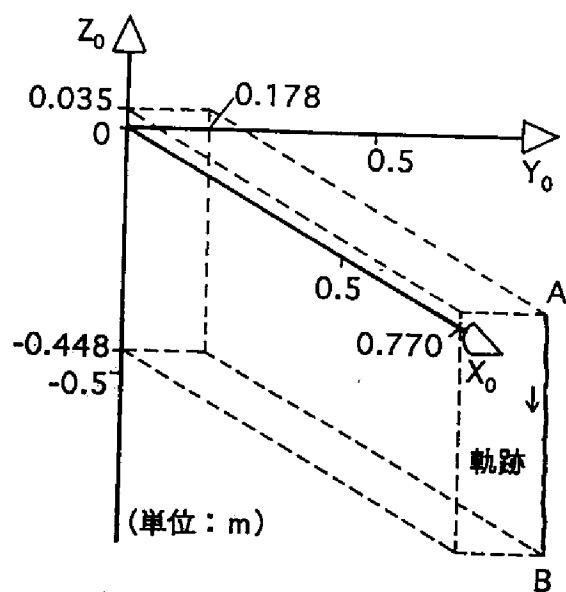


図 4-14 マニピュレータ先端の軌跡 (下降運動)

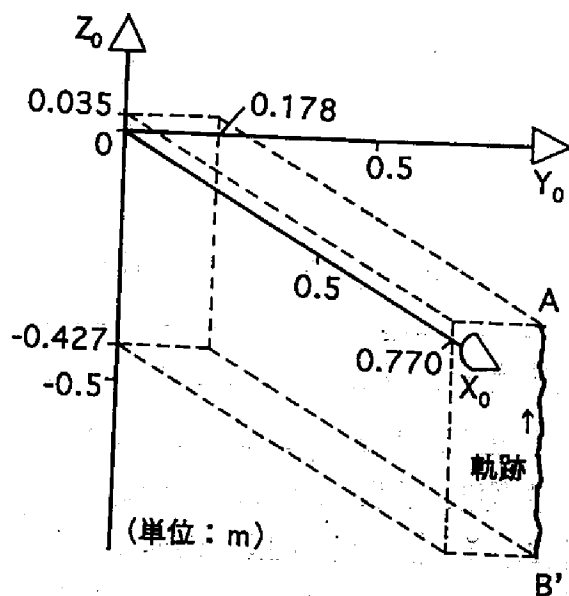


図 4-15 マニピュレータ先端の軌跡 (上昇運動)

4. 5. 3 果実の直径と質量の測定結果

図4-16に示す形状の異なる4個の果実を収穫し、フィンガの関節変位から求めた果実の直径の計算値、ロードセルで測定した質量の計測値及び収穫後巻尺と電子秤で測定した実測値を表4-2に示す。この結果、誤差は質量で最大1.93%、直径で最大2.24%と実用上十分な精度で果実の直径と質量を求められることが確認でき、収穫と同時に果実の直径と質量を測定できることが明らかとなった。



図4-16 供試したスイカ果実

表4-2 スイカの直径と質量の測定結果

実験区		1	2	3	4	単位
質量	計測値	5.61	7.09	5.08	5.88	kg
	実測値	5.60	7.17	5.18	5.97	kg
	誤差	0.18	-1.12	-1.93	-1.51	%
直径	計算値	217.8	246.3	216.2	237.1	mm
	実測値	222.8	245.6	216.9	233.4	mm
	誤差	-2.24	0.29	-0.32	1.59	%

4. 5. 4 ロボットの収穫性能

収穫実験は、17個のスイカに対して行った。表4-3に、フィンガの関節変位から求めた果実とグリッパの相対的な位置偏差 ϵ 、把持成功率及び果実の傷の有無を示す。表中の質量と直径は、供試した果実の実測値である。実験では、果実の周囲の蔓や葉が原因で、把持したスイカを落とすことはなかったが、大きな位置偏差のために果実を把持できず、位置偏差が測定不能な場合が4回生じた。

表4-3 位置偏差、把持成功率及び果皮の傷

実験 番号	位置偏差 [mm]	把 持 成功率	傷の 有無	質量 [kg]	直径 [mm]
1	38.6	○	無	5.2	217
2	31.9	○	無	7.5	238
3	31.9	○	無	6.4	232
4	54.3	○	無	8.1	250
5	69.9	○	有	5.8	220
6	39.7	○	無	8.8	249
7	34.4	○	無	10.9	263
8	44.0	○	無	6.6	233
9	47.2	○	無	7.4	248
10	66.8	○	有	8.4	252
11	43.3	○	無	5.6	223
12	52.9	○	無	7.2	246
13	7.3	○	無	6.0	233
14	測定不能	×	—	4.3	204
15	測定不能	×	—	6.3	227
16	測定不能	×	—	7.9	242
17	測定不能	×	—	6.6	230

把持成功率は成功の場合に○、不成功の場合に×

把持成功率 = $13/17 = 0.765$ 、収穫成功率 = $11/17 = 0.647$

位置偏差に対する果実の把持は、最大で 69.9mm まで行え、把持成功率は 77% であった。しかし、位置偏差が 54.3mm を超えると目視により果実に細かい傷が認められた。位置偏差に対する果皮の傷の有無については、第 3 章のグリッパの室内実験より良い成績が得られた。これは、実際には場にあるスイカは葉や蔓で覆われているため、葉や蔓が緩衝材として作用し、フィンガ先端が直接果皮に接触しにくく、位置偏差が大きくても傷つけずに収穫できたものと推定される。また、傷の程度は、フィンガが果実に突き刺さるようなことはなく、わずかであるため問題ないと考えられる。以上の結果、果皮を傷めずに収穫できた位置偏差は 54.3mm までで、収穫成功率は 65% と判断される。

今後は、把持に失敗した場合に再度位置検出からやり直し収穫を繰り返せば、把持成功率を向上でき、さらに車両の傾斜や作業中のロボット全体の揺れを考慮してマニピュレータを制御すれば、収穫成功率を高められると考えられる。

第 6 節 まとめ

本章では、試作した油圧マニピュレータとグリッパを利用して、ほ場で実施したスイカ収穫実験について述べた。その主な内容と結果について、以下にまとめる。

- 1) 収穫グリッパを取り付けたマニピュレータを車両に搭載し、スイカ収穫ロボットを試作した。このロボットによる収穫実験をほ場で行った。
- 2) 収穫作業と同時に、グリッパのフィンガ関節変位とロードセルにより果実の直径と質量を求めた。測定誤差の最大値は、質量で 1.93%、直径で 2.24% であった。
- 3) グリッパが確実に果実を把持するため、フィンガの関節変位から適切な把持位置を検出した。また、グリッパに作用する力の変化により把持に失敗したかどうかを判別した。
- 4) 収穫作業でのマニピュレータの制御性能は、下降運動時で目標軌道との最大誤差 28.5mm、果実の収穫した後の上昇運動時で最大誤差 27.3mm であった。このとき、グリッパと果実の中心との位置偏差は、38.6mm とマニピュレータの関節から計算した偏差より大きく生じたが果実を収穫できた。
- 5) ロボットの収穫性能は、質量 10.9kg の果実を把持して持ち上げることができた。また、位置誤差 54.3mm の場合でも果皮を傷めずに収穫することができ、収穫成功率は 65% であった。今後は、車両の傾斜やロボット全体の揺れを考慮して、マニピュレータの制御を行い、より収穫成功率を上げる必要がある。

以上の結果、油圧マニピュレータはスイカのような大きくて重い果実を収穫するには有効で、高出力な収穫ロボットとして性能を発揮できた。制御性能の面でも、実用上問題なく作業を行うことができた。また、セルフ・ロック式グリッパを利用することにより、確実な把持やマニピュレータの位置制御を実現することができた。

参考文献

- 1) 飯田訓久, 梅田幹雄, 並河 清: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第3報), 農業機械学会誌, 58 (4), 19 - 27, 1996
- 2) Iida, M., K. Namikawa, K. Furube, M. Umeda, M. Tokuda: Development of watermelon harvesting robot (II) - Watermelon harvesting gripper -, Vol.2, 17 - 24, 1995
- 3) Namikawa, K., M. Umeda, M. Iida, M. Suguri: Watermelon harvesting hydraulic robot, Proceedings of JICA-IPB 5th Joint Seminar as an International Conference on Engineering Applications for the Development of Agriculture in the Asia and Pacific Region, B233 - B240, 1992
- 4) 並河 清, 梅田幹雄, 飯田訓久: スイカ収穫ロボットの開発, 農業機械学会関西支部報, 73, 45 - 48, 1993
- 5) 並河 清, 梅田幹雄, 飯田訓久: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第1報), 農業機械学会誌, 56 (4), 67 - 74, 1994
- 6) 飯田訓久, 梅田幹雄, 並河 清: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第2報), 農業機械学会誌, 57 (4), 59 - 66, 1995
- 7) 飯田訓久, 古部勝也, 梅田幹雄, 並河 清: スイカ収穫グリッパの開発, 農業機械学会誌, 58 (3), 19 - 26, 1996
- 8) 徳田 勝, 並河 清: 画像処理によるスイカ果実の識別, 農業機械学会誌, 57 (2), 13 - 20, 1995
- 9) Tokuda, M., K. Namikawa, M. Suguri, M. Umeda, M. Iida: Development of watermelon harvesting robot (I) - Machine vision system for watermelon harvesting robot -, Vol.2, 9 - 16, 1995

第5章 総 括

ほ場において重量野菜や肥料袋のような重量物のハンドリングを行う農業用ロボットの開発を目的として、油圧マニピュレータとハンドについて研究を行った。試作したマニピュレータとハンドを用いて行う農作業では、重量野菜であるスイカの収穫作業を試み、ほ場での収穫実験を行った。この収穫実験では、果実の熟度判定や蔓の切断等の軽作業をあらかじめ手作業で行うことを前提とし、重い果実を地面から持ち上げて運搬することを目的とした。本研究の内容と結果を要約すると次の通りである。

- 1) 重量物を取り扱うため、高出力な油圧駆動5自由度マニピュレータを試作した。このマニピュレータは、本体質量95kgで可搬重量21.6kgf (212N) であった。
- 2) 油圧マニピュレータの位置制御を、直動形の油圧サーボ弁と油圧比例制御弁を用いて行った。油圧サーボ弁制御の3つの関節では、油圧シリンダの変位と関節角の関係を示すマップを利用して、シリンダとリンクの運動による非線形を補償した位置制御を実施し、マニピュレータの軌道追従運動を実時間で実現した。油圧比例制御弁で制御される2つの関節では、弁の動作遅れを入力に含まれるむだ時間として考慮することで位置制御系を構成した。さらに手先負荷の影響を考慮するため、目標関節変数を用いて運動方程式から重力項を算出して、重力項の補償を行った。このマニピュレータの制御性能を評価するため、軌道制御及び繰り返し誤差の実験を行った。この結果、手先負荷212Nの場合でも農業用ロボットとして十分な精度で制御できることが明らかになった。
- 3) スイカを対象とする収穫ロボットのハンドとして3種類のグリッパを試作した。
- 4) グリッパの設計仕様を決めるため、スイカ果実の形状と力学特性を調査した。スイカ（品種：甘泉）果実の直径、質量及び球形指数を測定した結果、直径は最大302mm、最小181mm及び平均239mmであった。同様に質量は12.9kg、3.85kg及び7.2kg、球形指数は1.09、0.98及び1.03であった。
- 5) グリッパ1号機は、4本の能動型フィンガにより果実の把持を行うため、果実を傷めないために空気パッドをフィンガ先端に持ち、このパッドの内圧設定により把持時の衝撃を軽減した。また、グリッパ内側上部の空気パッドの内圧を検知により、果実とグリッパの接触の有無を判定した。

6) グリッパ2号機は、収穫時に蔓や葉を一緒に把持しないため、幅の細い能動型フィンガを持つ。また、果実とグリッパの接触時の衝撃を緩和するため、グリッパとマニピュレータの間にサスペンション形衝撃吸収機構を設けた。

7) グリッパ1号機と2号機の実験を行った結果、能動的にフィンガで果実を把持するのではなく、受動的にフィンガが果実を把持するグリッパ3号機を試作した。このグリッパは、果実とフィンガの摩擦力を利用して、フィンガが閉まるセルフ・ロック式リンク機構を採用した。このため、簡単な機構と制御により大きな位置偏差がある場合でも果実を傷めずに確実に収穫できた。

8) グリッパ3号機は果実を把持する前に必ず果皮を押さえるため、フィンガが果実に損傷を与える恐れがある。このため、フィンガが果実に及ぼす応力について二つの弾性球の接触問題と仮定して解析を行うと共に、接触点での接触応力を実験で求めた。この結果、フィンガ先端と果実の間に発生する応力は、スイカの降伏点の応力に比べ小さいため、果実を傷めることはなく、また実験でも果実に傷は生じなかった。

9) 収穫グリッパを装着マニピュレータを車両に搭載し、スイカ収穫ロボットを試作した。このロボットによる収穫実験をほ場で行った。

10) 果実を把持する際にグリッパを触覚センサとして用い、果実の適切な把持位置の検出と果実の質量と直径を測定を行った。この結果、グリッパは適切な位置で果実を把持することができ、また良好な精度で果実の質量と直径を推定することができた。

11) ロボットの収穫性能としては、重い果実を安定して把持でき、質量10.9kgの果実を把持した状態で持ち上げることができた。また、位置偏差54.3mmの場合でも果皮を傷めずに果実を収穫することができ、収穫成功率は65%であった。

以上のように、油圧マニピュレータは、動力源を有してほ場を移動することができ、重量物のハンドリングに有効であることを実証した。また、グリッパの研究では、セルフ・ロック方式の受動型グリッパが、スイカのように重くて壊れやすいものを把持するのに有効であることを明らかにした。今後農業用ロボットの実用化を目指していくためには、移動ロボットである点を重視してマニピュレータと車両の制御を行い、より作業性能を上げることが望まれる。

謝 辞

本論文は、京都大学大学院農学研究科修士課程から取り組み、同学大学院農学研究科地域環境科学専攻生物生産工学講座生産制御工学分野の助手として在職中に行った研究をまとめたものである。この論文をまとめるにあたり、多くの方々からご指導ならびにご助言をいただいた。

本研究を進めるにあたり、京都大学並河清教授に学生時代から公私にわたり暖かいお言葉と、研究の進め方や方向性に対するご指導をいただいた。並河先生のご厚恩に対して、ここに慎んで感謝の意を表します。

京都大学山崎稔教授ならびに池田善郎教授からは、論文をまとめるにあたり大変有益なご指導をいただいた。ここに深く感謝の意を表します。

京都大学梅田幹雄助教授には、マニピュレータの試作のための図面の作成から機械設計における数多くの知見やデータをいただくと同時に、研究に対するご指導もいただいた。ここに感謝の意を表します。

島根大学藤浦建史教授には、農業用ロボットに関する貴重な知見やご助言をいただいた。ここに感謝の意を表します。

また、下尾茂敏氏をはじめ、ダイキン工業株式会社油機事業部の皆様には、マニピュレータの試作や実験に必要な油圧機器の手配ならびに関連資料やデータを提供していただいた。スズキ株式会社からは、スイカ収穫ロボットの走行車両に用いた4輪駆動車をいただき、特に岡秀樹氏には車両の整備ならびに運搬の便宜をはかっていただいた。同様に、ヤンマー農機株式会社から実験に必要な機材の手配等の便宜をはかっていただいた。ここに記して感謝いたします。

最後に、本学教官村主勝彦氏、元本学学生谷口耕之助君、友光秀一君、原野稔君、吉岡一則君、川崎克也君、徳田勝君、長坂善禎君、金光景茂君、竹田洋志君、古部勝也君をはじめ研究室の方々に、貴重な時間を割いて実験を手伝っていただいた。ここに記して感謝いたします。